

Elias Gava Colombo

***INVESTIGAÇÃO NUMÉRICA E EXPERIMENTAL DO  
DESEMPENHO DE CONDENSADORES DO TIPO SKIN EM  
REFRIGERADORES DOMÉSTICOS***

Dissertação submetida ao Programa de  
Pós-Graduação da Universidade Federal  
de Santa Catarina para a obtenção do  
Grau de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador:  
Prof. Cláudio Melo, Ph.D.

Florianópolis, SC  
Fevereiro de 2014

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,  
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Colombo, Elias Gava  
INVESTIGAÇÃO NUMÉRICA E EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO DE  
CONDENSADORES DO TIPO SKIN EM REFRIGERADORES DOMÉSTICOS /  
Elias Gava Colombo ; orientador, Claudio Melo -  
Florianópolis, SC, 2014.  
182 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa  
Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em  
Engenharia Mecânica.

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. Refrigeração doméstica. 3.  
Condensador skin. 4. Simulação. I. Melo, Claudio. II.  
Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-  
Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

Elias Gava Colombo

***INVESTIGAÇÃO NUMÉRICO-EXPERIMENTAL DO  
DESEMPENHO DE CONDENSADORES DO TIPO SKIN EM  
REFRIGERADORES DOMÉSTICOS***

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de "Mestre em Engenharia Mecânica" e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Florianópolis, 27 de Fevereiro de 2014.

---

Prof. Armando Albertazzi Gonçalves Jr., Dr. Eng. – Coord. do Curso

**BANCA EXAMINADORA**

---

Prof. Claudio Melo, Ph.D. – Orientador  
Universidade Federal de Santa Catarina

---

Prof. Antônio Fábio Carvalho da Silva, Dr. Eng.  
Universidade Federal de Santa Catarina

---

Prof. Jader Riso Barbosa Jr., Ph.D.  
Universidade Federal de Santa Catarina

---

Prof. Christian J. L. Hermes, Dr. Eng.  
Universidade Federal do Paraná



**Aos meus pais, Onévio e Maria Lúcia,  
meus primeiros e maiores mestres.**



**“Aprenda com o ontem, viva o hoje,  
tenha esperança no amanhã. O importante  
é não parar de questionar.”**

Albert Einstein





## RESUMO

Neste trabalho realizou-se um estudo numérico e experimental sobre o desempenho de condensadores *skin* aplicados a refrigeradores domésticos. Um modelo matemático foi desenvolvido considerando tanto a transferência de calor para o ambiente externo como para os compartimentos refrigerados. Um modelo bidimensional, utilizando a técnica dos volumes finitos, foi utilizado para subsidiar o desenvolvimento do modelo matemático. O modelo desenvolvido considera a transferência de calor através do tubo, da fita metálica, da chapa externa e da camada de isolamento térmico. O modelo é capaz de estimar a taxa de transferência de calor a partir da geometria do condensador, das temperaturas do ambiente e dos compartimentos refrigerados, da vazão mássica de refrigerante e do estado termodinâmico do fluido refrigerante na entrada do condensador. Numa segunda etapa, o modelo do condensador foi incorporado a um modelo de simulação de sistemas de refrigeração. Dessa forma tornou-se possível avaliar o efeito das características do condensador sobre a capacidade de refrigeração, consumo de energia e coeficiente de performance. Uma base de dados experimentais foi obtida através de ensaios realizados com um refrigerador posicionado no interior de uma câmara com temperatura e umidade controladas e submetido a diferentes condições de funcionamento. Os ensaios foram realizados em regime permanente, ou seja, com o compressor funcionando ininterruptamente sob a ação de resistências elétricas colocadas no interior dos compartimentos refrigerados. Foram utilizados diferentes valores de temperatura ambiente, temperatura do gabinete, temperatura do congelador e rotação do compressor, os quais deram origem a dezesseis pontos experimentais. Além disso, foram registradas imagens termográficas para mapear os campos de temperatura nas paredes externas do refrigerador. As estimativas do modelo foram confrontadas com a base de dados experimentais quando se observou diferenças inferiores a 5%. As estimativas do modelo mostraram ainda que aproximadamente 60% do calor total é rejeitado para o ambiente externo e que os 40% restantes são transferidos para o interior dos compartimentos refrigerados. Além disso, identificou-se que mais de 80% do calor rejeitado para o meio ambiente ocorre por radiação. Os resultados da simulação do sistema de refrigeração permitiram concluir ainda que os parâmetros do condensador com maior efeito sobre o consumo de energia são a condutividade térmica e a espessura da chapa externa e do isolamento térmico. Ficou evidente também que a passagem dos

tubos do condensador pela parede do congelador aumenta consideravelmente o consumo de energia.

## ABSTRACT

The aim of this work is to numerically and experimentally investigate the performance of skin condensers applied to household refrigerators. To this end a two-dimensional CFD (Computational fluid Dynamics) code was firstly developed to support the development of the mathematical model. The developed model takes into account both the heat transfer to the ambient and to the refrigerated compartments by considering the heat transfer through the tube wall, aluminum tape, outer steel shell and insulation layer. The model predicts the heat transfer rates based on the internal and external temperatures, condenser geometry, refrigerant mass flow rate, pressure and temperature at the condenser inlet. In a second step, the condenser model was added to a simulation model of refrigerating systems. In this way it becomes possible to evaluate the effect of the condenser characteristics on the, cooling capacity, energy consumption and coefficient of performance. Steady-state tests – compressor running continuously under the action of electric heaters placed inside the refrigerated compartments – were carried out in different operating conditions with the product positioned within a climate-controlled chamber. The tests were carried out at different values of ambient temperatures, fresh-food compartment temperatures, freezer compartment temperatures and compressor speeds. Thermo graphic images of the temperature fields of the refrigerator outer steel shell were also recorded during the experiments. The model predictions were compared with the experimental database with the deviations falling inside a  $\pm 5\%$  error band. It was shown that, independently of the operating conditions, the condenser rejects 60% of the heat to the ambient and the remaining 40% to the refrigerated compartments. It was also found that radiation is responsible by over 80% of the heat rejected to the ambient. It was also shown that the condenser parameters with the largest effect on the energy consumption are the thermal conductivity and thickness of the outer shell and thermal insulation layer. Furthermore, it was shown that there are some performance gains when the condenser tubes are not placed in the freezer walls.



## LISTA DE SÍMBOLOS

$A$	Área	[m <sup>2</sup> ]
$C_1, C_2, \dots$	Constantes	
$CA_a$	Coeficiente angular da amostra	
CE	Consumo de energia	[kWh/mês]
COP	Coeficiente de performance	[ - ]
$C_p$	Calor específico à pressão constante	[J/kg K]
d	Diâmetro	[m]
$DP_a$	Desvio padrão da amostra	
$DP_{máx}$	Desvio padrão máximo	
$f$	Fator de atrito	[ - ]
$f_k$	Frequência de rotação do compressor	[Hz]
$Fr_{mod}$	Número de Froude modificado	[ - ]
g	Constante gravitacional	[m <sup>2</sup> /s]
G	Fluxo de massa	[kg/m <sup>2</sup> s]
$Ga$	Número de Galileu	[ - ]
h	Entalpia	[J/kg]
$h_{lv}$	Entalpia de vaporização	[J/kg]
$k$	Condutividade térmica	[W/m K]
$l$	Espessura	[m]
L	Comprimento	[m]
$L_{car}$	Comprimento característico	[m]

$\dot{m}$	Vazão mássica	[kg/s]
$N_k$	Rotação do compressor	[RPM]
$Nu$	Número de Nusselt	[ - ]
$P$	Pressão	[bar]
$Pr$	Número de Prandtl	[ - ]
$\dot{Q}$	Taxa de transferência de calor	[W]
$Q_{evap}$	Efeito refrigerante específico	[J/kg]
$R''$	Resistência térmica por unidade de área	[m²K/W]
$Ra$	Número de Rayleigh	[ - ]
$Re$	Número de Reynolds	[ - ]
$RP$	Razão de pressão	[ - ]
$RV$	Razão de velocidade	[ - ]
$s$	Entropia	[J/kg K]
$t$	Tempo	[s]
$T$	Temperatura	[°C]
$\overline{T_c}$	Temperatura média na chapa	[°C]
$T_{cont;ct}$	Temperatura no contato entre a chapa e o tubo	[°C]
$UA$	Condutância térmica	[W/K]
$V_k$	Deslocamento volumétrico do compressor	[m³]
$w$	Largura do elemento	[m]
$\dot{W}$	Potência	[W]
$W_k$	Trabalho de compressão específico	[J/kg]

$x$	Coordenada x (Comprimento)	[m]
$X_{tt}$	Parâmetro de Lockhart Martinelli	[ - ]

### Letras Gregas

$\alpha$	Coefficiente de transferência de calor	[W/m <sup>2</sup> K]
$\beta$	Coefficiente de expansão térmica	[1/K]
$\overline{\Delta T}$	Diferença média de temperatura	[°C]
$\Delta T_{sat;tub}$	Diferença entre a temperatura e saturação e a temperatura do tubo	[°C]
$\Delta z$	Comprimento de cada elemento do modelo	[m]
$\delta h$	Variação de entalpia em um elemento	[J/kg]
$\delta \dot{Q}$	Calor trocado em um elemento	[W]
$\delta P$	Perda de pressão em um elemento	[bar]
$\varepsilon$	Emissividade	[ - ]
$\varepsilon_{ti}$	Efetividade do trocador de calor interno	[ - ]
$\eta_g$	Eficiência global do compressor	[ - ]
$\eta_v$	Eficiência volumétrica do compressor	[ - ]
$\theta$	Ângulo da fita de alumínio	[ ° ]
$\vartheta$	Volume específico	[m <sup>3</sup> /kg]
$\lambda$	Difusividade térmica	[m <sup>2</sup> /s]
$\mu$	Viscosidade dinâmica	[Pa s]
$\nu$	Viscosidade cinemática	[m <sup>2</sup> /s]
$\rho$	Massa específica	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\tau$	Fração de funcionamento do compressor	[ - ]
$\omega$	Fração de vazio	[ - ]
$\chi$	Título de vapor	[ - ]

## Sub-índices

( ) <sub>A</sub>	Ambiente A
( ) <sub>ac</sub>	Aceleração
( ) <sub>amb</sub>	Ambiente
( ) <sub>anu</sub>	Regime anular
( ) <sub>at</sub>	Atrito
( ) <sub>B</sub>	Ambiente B
( ) <sub>c</sub>	Chapa externa
( ) <sub>cav</sub>	Cavidade
( ) <sub>cg</sub>	Congelador
( ) <sub>cg;cc</sub>	Paredes do congelador com condensador
( ) <sub>cg;sc</sub>	Paredes do congelador sem condensador
( ) <sub>cola</sub>	Cola da fita de alumínio
( ) <sub>cond</sub>	Condensador
( ) <sub>cont;cf</sub>	Contato entre a chapa e a fita
( ) <sub>cont;ct</sub>	Contato entre a chapa e o tubo
( ) <sub>conv</sub>	Convecção
( ) <sub>cr</sub>	Ponto Crítico
( ) <sub>CT</sub>	Carga Térmica
( ) <sub>CT;des</sub>	Carga térmica com o compressor desligado
( ) <sub>CT;lig</sub>	Carga térmica com o compressor ligado
( ) <sub>CT;cc</sub>	Carga térmica das paredes com condensador



( ) <sub>CT;sc</sub>	Carga térmica das paredes sem condensador
( ) <sub>des</sub>	Desligado
( ) <sub>D</sub>	Diâmetro
( ) <sub>ele</sub>	Elemento
( ) <sub>ent</sub>	Entrada
( ) <sub>estr</sub>	Regime estratificado
( ) <sub>evap</sub>	Evaporador
( ) <sub>f</sub>	Fita de alumínio
( ) <sub>gb</sub>	Gabinete
( ) <sub>gb;cc</sub>	Paredes do gabinete com condensador
( ) <sub>gb;sc</sub>	Paredes do gabinete sem condensador
( ) <sub>gr</sub>	Gravitacional
( ) <sub>hor</sub>	Horizontal
( ) <sub>I;II;III</sub>	Referente aos segmentos da chapa ou da fita
( ) <sub>int</sub>	Compartimento interno do refrigerador
( ) <sub>iso</sub>	Isolamento de PU
( ) <sub>k</sub>	Compressor
( ) <sub>lam</sub>	Laminar
( ) <sub>ld</sub>	Linha de descarga
( ) <sub>lig</sub>	Ligado
( ) <sub>l</sub>	Fase líquida
( ) <sub>máx</sub>	Máximo

( ) <i>méd</i>	Médio
( ) <i>mín</i>	Mínimo
( ) <i>rad</i>	Radiação
( ) <i>ref</i>	Fluido refrigerante
( ) <i>ret</i>	Retorno de ar para o evaporador
( ) <i>rfd</i>	Refrigerador
( ) <i>sai</i>	Saída
( ) <i>sat</i>	Saturado
( ) <i>sub</i>	Sub-resfriamento
( ) <i>sup</i>	Superaquecimento
( ) <i>tcav</i>	Interface entre o tubo e a cavidade
( ) <i>ti</i>	Trocador de calor interno
( ) <i>trans</i>	Transição
( ) <i>tr</i>	Transversal
( ) <i>tub</i>	Tubo
( ) <i>turb</i>	Turbulento
( ) <i>v</i>	Fase vapor
( ) <i>vent</i>	Ventilador
( ) <i>ver</i>	Vertical
( ) <i>viz</i>	Vizinhança

# Sumário

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>21</b>
1.1	<i>Contexto histórico .....</i>	<i>21</i>
1.2	<i>Refrigeração.....</i>	<i>24</i>
1.3	<i>Condensadores para refrigeração doméstica .....</i>	<i>28</i>
1.4	<i>Revisão bibliográfica .....</i>	<i>30</i>
1.5	<i>Motivação.....</i>	<i>36</i>
1.6	<i>Objetivos .....</i>	<i>37</i>
1.7	<i>Estrutura da dissertação .....</i>	<i>38</i>
<b>2</b>	<b>TRABALHO EXPERIMENTAL .....</b>	<b>39</b>
2.1	<i>Refrigerador utilizado .....</i>	<i>40</i>
2.2	<i>Instrumentação.....</i>	<i>45</i>
2.3	<i>Câmera termográfica .....</i>	<i>47</i>
2.4	<i>Câmara de testes .....</i>	<i>48</i>
2.5	<i>Planejamento dos testes .....</i>	<i>49</i>
2.6	<i>Procedimento de teste .....</i>	<i>51</i>
2.7	<i>Identificação de regime permanente .....</i>	<i>51</i>
2.8	<i>Processamento de dados .....</i>	<i>53</i>
<b>3</b>	<b>MODELO MATEMÁTICO DO CONDENSADOR.....</b>	<b>62</b>
3.1	<i>Objetivos do modelo.....</i>	<i>62</i>
3.2	<i>Estratégia de modelagem .....</i>	<i>62</i>
3.3	<i>Submodelo de transferência de calor.....</i>	<i>65</i>
3.4	<i>Submodelo de queda de pressão .....</i>	<i>93</i>
<b>4</b>	<b>MODELO NUMÉRICO DO REFRIGERADOR .....</b>	<b>96</b>
4.1	<i>Submodelo do compressor.....</i>	<i>97</i>

4.2	<i>Submodelo da linha de descarga.....</i>	99
4.3	<i>Submodelo do condensador.....</i>	100
4.4	<i>Submodelo do trocador de calor interno.....</i>	101
4.5	<i>Submodelo do evaporador.....</i>	102
4.6	<i>Cálculo da carga térmica.....</i>	103
4.7	<i>Cálculo do consumo de energia .....</i>	104
4.8	<i>Implementação do modelo.....</i>	104
<b>5</b>	<b>RESULTADOS.....</b>	<b>106</b>
5.1	<i>Resultados Experimentais .....</i>	106
5.2	<i>Modelo do condensador.....</i>	118
5.3	<i>Modelo do sistema de refrigeração.....</i>	132
<b>6</b>	<b>CONCLUSÕES .....</b>	<b>155</b>
6.1	<i>Frente Experimental.....</i>	155
6.2	<i>Frente computacional .....</i>	156
6.3	<i>Sugestões para trabalhos futuros .....</i>	157
	<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>159</b>
APÊNDICE A	Incertezas experimentais .....	163
APÊNDICE B	Estimativa da emissividade das paredes.....	166
APÊNDICE C	Teste de fluxo reverso .....	168
APÊNDICE D	Condutância térmica das paredes .....	172
APÊNDICE E	Equação da aleta com troca de calor para dois ambientes 175	
APÊNDICE F	Resultados Experimentais .....	181

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 Contexto histórico

A palavra refrigeração, para a maioria das pessoas, remete aos condicionadores de ar ou aos refrigeradores domésticos, tão populares nos dias de hoje. A verdade é que esses aparelhos representam apenas o estágio atual de uma tecnologia que vem sendo utilizada e desenvolvida há milhares de anos. Segundo Gosney (1982), a ciência, ou arte, de refrigerar está associada ao resfriamento de corpos ou fluidos a temperaturas inferiores às existentes na vizinhança.

Com o passar do tempo, povos de diferentes partes do mundo perceberam que os alimentos duravam muito mais durante o inverno que no verão, e passaram a utilizar neve e água congelada de rios e lagos para conservar alimentos. Em muitas regiões, porém, o gelo não se formava durante o verão, e em outras sequer durante o inverno. Na Índia, por exemplo, era comum se obter gelo através da exposição de uma fina camada de água, contida em uma bandeja de barro, exposta ao céu noturno. A água perdia calor por radiação e ao amanhecer estava congelada. Em regiões frias, o mais comum era armazenar gelo e neve do inverno para serem utilizados no verão. Existiam, inclusive, edificações próprias para esse fim, chamadas de *ice houses*. Para evitar o derretimento do gelo eram utilizadas construções subterrâneas e paredes grossas, com mais de 1 metro de espessura.

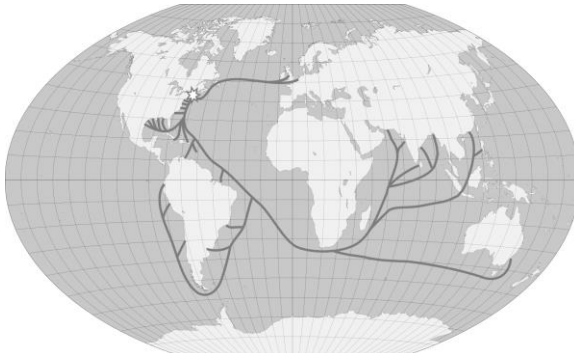


Figura 1.1 - Rotas utilizadas para o comércio de gelo.

Fonte: HCHC2009 (2012)

Outra solução era transportar gelo das regiões frias para as regiões quentes. Nesse tipo de transporte, merece destaque a figura de Frederic Tudor, que também ficou conhecido como o “rei do gelo”. Em 1806, Tudor fundou uma companhia chamada *Tudor Ice Company*, que extraía gelo de lagos congelados no nordeste dos Estados Unidos, e exportava para o Caribe, Europa e até mesmo para a Índia (Figura 1.1). No final do século XIX, a exploração e comercialização de gelo já era uma atividade muito popular, principalmente nos Estados Unidos (Figura 1.2a). Foi nessa época que surgiram as primeiras geladeiras, conhecidas como *Ice boxes* (Figura 1.2b). Essas geladeiras eram parecidas com um armário de madeira. Elas continham um compartimento para um bloco de gelo na parte superior e uma tubulação para a drenagem de água. Apesar do funcionamento simples, esses equipamentos apresentavam alguns aspectos inconvenientes: o bloco de gelo precisava ser substituído periodicamente e as temperaturas obtidas não eram muito baixas. Com a poluição das fontes de água, a obtenção de gelo natural ficou cada vez mais difícil e mais cara.



(a)



(b)

Figura 1.2 - Mulheres entregando gelo durante a primeira guerra mundial (a) e refrigerador do tipo *ice box* (b).

Fonte: (a) - War Department (1918). (b) – Darrius (1881).

Paralelamente à exploração e comercialização de gelo obtido de fontes naturais, existiam pesquisas voltadas para a produção artificial de gelo. Em 1755, William Cullen conseguiu obter gelo a partir da evaporação do éter a baixas pressões. No entanto, o processo utilizado era descontínuo e não permitia a reutilização do éter. A primeira descrição de um ciclo de refrigeração por compressão mecânica foi feita por Oliver Evans, em 1805, e a primeira patente de um equipamento funcionando por esse princípio foi depositada por Jacob Perkins, em 1834 (Figura 1.3). O aparato descrito por Perkins já possuía os quatro componentes que até hoje formam a base de um sistema de refrigeração por compressão de vapor: compressor (i), condensador (ii), dispositivo de expansão (iii) e evaporador (iv). Mesmo com a construção de um protótipo funcional, a máquina de Perkins não chegou a ser explorada comercialmente. Um dos principais responsáveis por viabilizar de fato a produção artificial de frio foi o escocês James Harrison, que desenvolveu um aparato operado manualmente, que utilizava éter como fluido refrigerante. A máquina de Harrison foi utilizada em diversas partes do mundo, principalmente para a produção de cerveja.

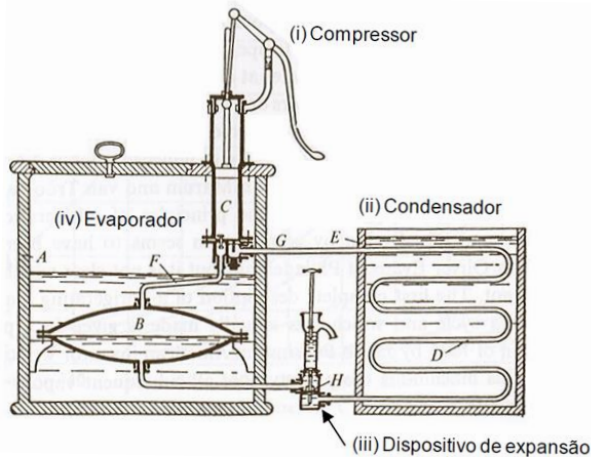


Figura 1.3 - Aparato descrito na patente de Jacob Perkins.

Fonte: Gosney (1982)

Com o passar do tempo, a produção artificial de frio foi se popularizando, e diferentes substâncias foram utilizadas como fluido refrigerante. No início do século XX, começaram a ser fabricados os primeiros

refrigeradores domésticos. Nessa época, porém, os fluidos refrigerantes eram tóxicos ou inflamáveis. Não é difícil imaginar que a popularidade desse tipo de produto não era muito elevada, já que as pessoas não queriam um aparelho perigoso dentro de suas casas. Foi somente por volta de 1928 que uma equipe liderada por Thomas Midgley descobriu um grupo de substâncias que apresentava boas propriedades como fluido refrigerante, e ao mesmo tempo não era tóxico nem inflamável: a família dos hidrocarbonetos halogenados, também conhecidos como CFCs. Para demonstrar que a nova descoberta era realmente segura, em uma apresentação pública Midgley aproximou de seu rosto um recipiente contendo CFC, inspirou profundamente, e em seguida soprou lentamente o gás inspirado sobre a chama de uma vela, extinguindo-a. A partir dessa descoberta os refrigeradores domésticos foram ficando cada vez mais populares, principalmente nos Estados Unidos. Foi somente depois da 2ª guerra mundial, porém, que a sua utilização se espalhou para outras partes do mundo. Na década de 1970, descobriu-se que os CFCs contribuem para a depleção da camada de ozônio, levando a uma busca que continua ainda nos dias de hoje, por um fluido refrigerante com boas propriedades, seguro e que não prejudique o meio ambiente.

Atualmente o refrigerador já pode ser considerado um item indispensável em praticamente todo o mundo. Segundo o Censo de 2010 (IBGE, 2010), o refrigerador é o segundo aparelho mais encontrado nas casas dos brasileiros, estando presente em mais de 93,7% das residências (perdendo apenas para os pares televisores). Estima-se que o refrigerador seja responsável por cerca de 28% da energia elétrica consumida nas residências brasileiras (Cardoso e Nogueira, 2007). No ano de 2012 o setor residencial foi responsável por 26% de toda energia elétrica consumida no Brasil (EPE, 2013). Pode-se dizer, portanto, que os refrigeradores domésticos foram responsáveis por mais de 7% de toda a energia consumida no país em 2012. Por essa razão, o governo vem desenvolvendo iniciativas para incentivar o aumento da eficiência desses aparelhos, com incentivos tanto para a indústria quanto para os consumidores. Nas indústrias e universidades, diversas pesquisas vêm sendo realizadas visando o aperfeiçoamento dos sistemas de refrigeração e seus componentes, e é nesse contexto que se insere o presente trabalho.

## 1.2 Refrigeração

A função principal de um sistema de refrigeração é transportar energia de um meio à baixa temperatura para um ambiente a uma temperatura mais



elevada, o que, de acordo com a segunda lei da termodinâmica, só pode ocorrer mediante a adição de trabalho. De maneira geral, o sistema de refrigeração utilizado em refrigeradores domésticos funciona pelo princípio de compressão de vapor, empregando o mesmo ciclo termodinâmico e os mesmos componentes descritos na patente de Jacob Perkins (Figura 1.4).

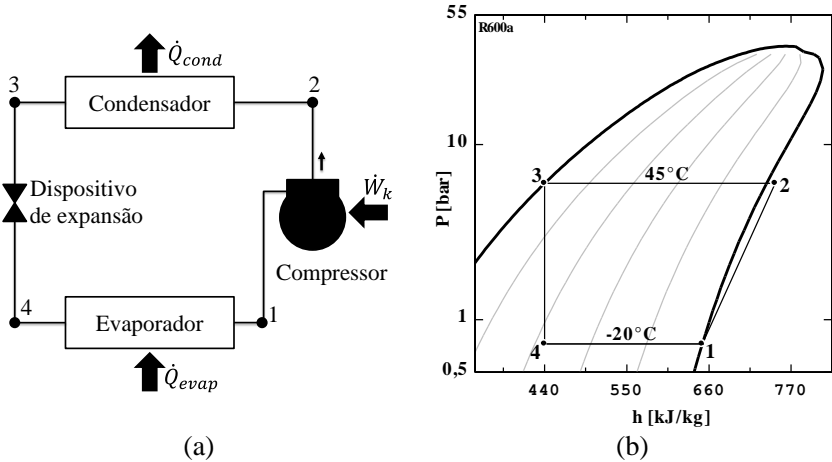


Figura 1.4 - Ciclo padrão de refrigeração

O fluido refrigerante no ponto 1 (vapor a baixa pressão e temperatura) é comprimido no compressor e atinge o ponto 2 (vapor a alta pressão e temperatura). Ao passar pelo condensador o fluido cede calor para o ambiente, e é condensado, atingindo o ponto 3. Em seguida o fluido entra no dispositivo de expansão, onde sofre um abaixamento de pressão e temperatura. No ponto 4 o fluido entra no evaporador, onde recebe calor dos compartimentos refrigerados, e retorna ao ponto 1. O ciclo padrão de refrigeração é aquele onde os pontos 1 e 3 se encontram sobre as linhas de saturação, conforme mostrado na Figura 1.4b.

Um dos parâmetros mais importantes na avaliação de sistemas de refrigeração é o coeficiente de performance, também chamado de COP, que representa a razão entre o efeito refrigerante específico e o trabalho de compressão:

$$COP = \frac{Q_{evap}}{W_k} \quad (1.1)$$

Para facilitar o entendimento do efeito das temperaturas de evaporação e condensação sobre o desempenho do ciclo convém observar a Figura 1.5, que ilustra os estados do refrigerante em um diagrama T-s.

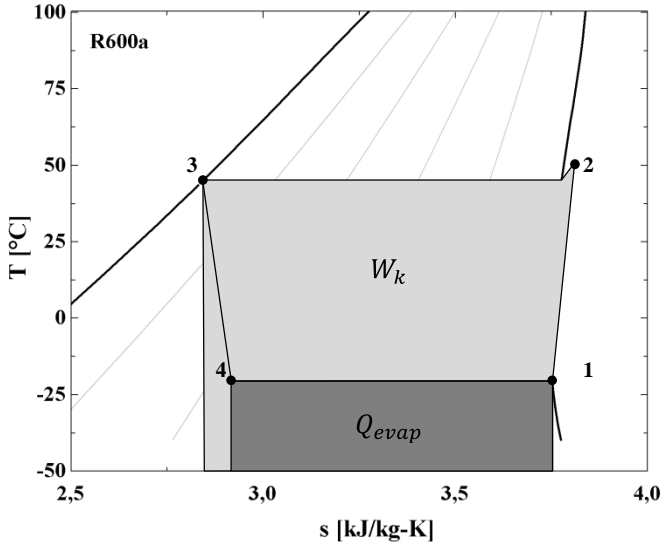


Figura 1.5 - Ciclo padrão de refrigeração em diagrama T-s

Nessa figura, a área escura, se projetada até a temperatura de  $-273,15^{\circ}\text{C}$ , representa o efeito refrigerante específico ( $Q_{evap}$ ), enquanto a área clara representa o trabalho de compressão ( $W_k$ ). O coeficiente de performance representa então a razão entre essas duas áreas. Uma elevação da temperatura de condensação implica em um aumento do trabalho de compressão (área pontilhada), provocando assim uma redução do coeficiente de performance. A temperatura de evaporação, por sua vez, tem um efeito duplo: aumento do trabalho de compressão e diminuição do efeito refrigerante, exercendo assim um grande efeito sobre o coeficiente de performance. A Figura 1.6 mostra o efeito das temperaturas de condensação e evaporação sobre o COP para um ciclo padrão que emprega R-600a como fluido refrigerante.

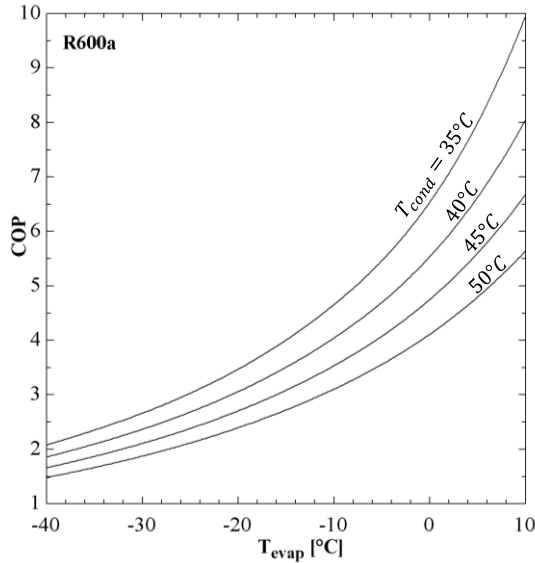


Figura 1.6 - Efeito das temperaturas de condensação e evaporação sobre o COP

Observa-se que tanto a temperatura de evaporação quanto a temperatura de condensação exercem um papel importante sobre o desempenho do sistema de refrigeração. Para analisar esse resultado de uma forma mais prática é preciso levar em consideração o papel dos trocadores de calor. O calor transferido em um trocador de calor é proporcional à diferença média de temperatura ( $\overline{\Delta T}$ ) entre as duas correntes de fluido, como indicado na Equação (1.2). O calor trocado também é proporcional à área de troca de calor ( $A$ ) e ao coeficiente global de transferência de calor ( $U$ ). Esses dois parâmetros podem ser agrupados em um único coeficiente ( $UA$ ), que representa a condutância térmica do trocador.

$$\dot{Q} = UA \cdot \overline{\Delta T} \quad (1.2)$$

No caso dos trocadores utilizados em refrigeradores domésticos, a taxa de transferência de calor é um dado de entrada, já que no evaporador essa taxa representa a capacidade de refrigeração, um requisito de projeto, e no condensador a primeira lei da termodinâmica mostra que o calor trocado deve

ser a soma da capacidade de refrigeração com a potência consumida pelo compressor menos o calor perdido no compressor.

Para um bom desempenho do sistema é desejável que a temperatura de evaporação seja a maior possível, e a de condensação a menor possível (Figura 1.6). No entanto, essas temperaturas estão limitadas: a temperatura de condensação deve ser maior que a temperatura do ambiente, e a temperatura de evaporação deve ser menor que a temperatura dos compartimentos refrigerados. Os trocadores devem então ser dimensionados com base nos requisitos de temperatura e de taxas de transferência de calor. Um trocador de calor ideal seria aquele com uma condutância térmica ( $UA$ ) infinita, onde a diferença de temperatura poderia ser a menor possível. No entanto, restrições de espaço e de custo limitam o tamanho do trocador. Dessa forma, deve existir um balanço entre a condutância térmica do trocador (associada ao custo) e a diferença de temperatura (associada ao desempenho do sistema de refrigeração), de forma a atender os requisitos de transferência de calor.

### **1.3 Condensadores para refrigeração doméstica**

Um condensador é um equipamento onde o refrigerante descarregado pelo compressor é dessuperaquecido, condensado e sub-resfriado (Barbosa e Hermes, 2008). O processo de condensação ocorre através da rejeição de calor para um meio externo, normalmente ar, água ou uma mistura dos dois. Por razões de custo e simplicidade, os condensadores utilizados em refrigeração doméstica tipicamente rejeitam calor para o ar ambiente.

A maior parte dos refrigeradores utiliza um condensador do tipo arame sobre tubo. Esses condensadores são compostos por um tubo de aço, dobrado em ângulos de 180 graus, sobre o qual são soldados arames nos dois lados (Sigwalt, 2010). Os condensadores do tipo arame sobre tubo podem ainda ser separados em duas categorias de acordo com a natureza do processo de transferência de calor entre o ambiente e a superfície externa: trocadores com convecção natural (Figura 1.7a) e trocadores com convecção forçada (Figura 1.7b).



Figura 1.7 - Condensadores arame sobre tubo: convecção natural (a) e convecção forçada (b).

Fonte: Marcegaglia do Brasil (2011)

Os trocadores com convecção natural se destacam pela simplicidade construtiva e por não depender de equipamentos auxiliares (ventiladores, por exemplo), mas exigem uma área de troca elevada. Os trocadores com convecção forçada, por outro lado, são mais compactos e por essa razão apresentam vantagens como reduzido custo de matéria prima e economia de espaço, exigindo, porém, um ventilador e um processo de fabricação mais elaborado.

Além desses, outro conceito de trocador de calor tem sido utilizado em condensadores para refrigeração doméstica: os trocadores do tipo *skin*. Nesse tipo de condensador a tubulação do fluido refrigerante é presa à superfície interna das paredes do refrigerador com uma fita, como ilustrado na Figura 1.8. Os tubos do condensador podem passar pelas superfícies laterais, traseira, superior e inferior do refrigerador, garantindo assim uma elevada área de transferência de calor.

Esse tipo de condensador apresenta algumas vantagens e desvantagens em relação aos trocadores do tipo arame sobre tubo. Como o condensador *skin* aproveita as paredes do refrigerador para a transferência de calor, existem grandes possibilidades de redução de material, diminuindo o custo desse componente. Entre as vantagens pode-se citar ainda a elevada área de transferência de calor, que pode trazer benefícios para o desempenho do sistema de refrigeração. O fato de o condensador estar embutido nas paredes do refrigerador também traz alguns benefícios. Além de favorecer o aspecto visual

do refrigerador, esse tipo de condensador previne a formação de condensado nas paredes externas e elimina a deposição de poeira, comum nos condensadores arame sobre tubo. Outro fator a ser considerado é o menor volume ocupado, que se revertido em espaço interno representa uma vantagem para o consumidor.

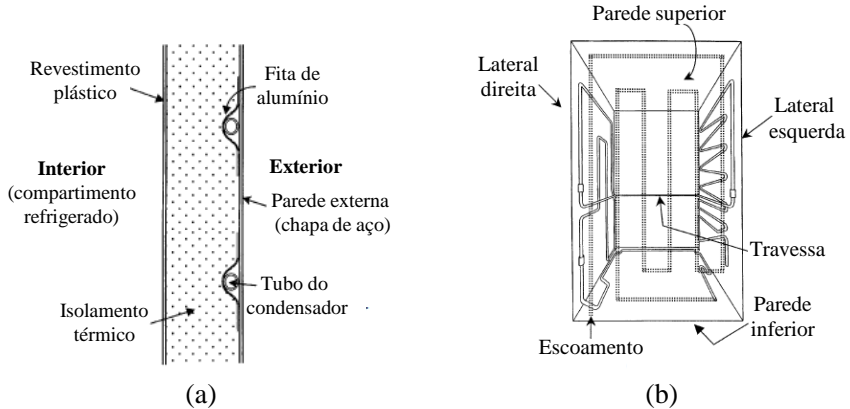


Figura 1.8 - Condensador *skin*. Adaptado de Bansal e Chin (2002).

Algumas desvantagens, porém, devem ser levadas em consideração. Apesar da maior parte do calor rejeitado pelo refrigerante ser dissipada para o meio ambiente, parte do calor é transferido para os compartimentos refrigerados, aumentando assim a carga térmica do refrigerador. Além disso, quando o contato entre o tubo e a parede externa do refrigerador não é adequado, a taxa de transferência de calor pode ser reduzida significativamente. Problemas dessa natureza podem acontecer durante a injeção da espuma isolante ou devido à perda de aderência da fita de alumínio com o passar do tempo (Gupta e Gopal, 2008).

## 1.4 Revisão bibliográfica

Antes de serem utilizados em refrigeradores, os trocadores de calor do tipo *skin* já eram utilizados nos condensadores e evaporadores de *freezers* horizontais para aplicações domésticas. Nesse tipo de produto, o condensador e o evaporador estão instalados em lados opostos da mesma parede, conforme mostrado na Figura 1.9a. A proximidade entre esses dois trocadores provoca

um grande gradiente de temperatura nessa parede, e faz com que uma parcela do calor rejeitado pelo condensador seja absorvida diretamente pelo evaporador, prejudicando o desempenho do sistema de refrigeração.

Rebora e Tagliafico (1997) realizaram um estudo sobre trocadores de calor *skin* aplicados a um *freezer* horizontal, investigando os efeitos de alguns parâmetros de projeto sobre o desempenho termodinâmico do produto. A taxa de transferência de calor através das paredes foi calculada com o auxílio de um modelo bidimensional resolvido através da técnica dos elementos finitos (Figura 1.9b), com validação para o perfil de temperatura através da parede para uma condição de operação específica. Os autores avaliaram o impacto da taxa de transferência de calor sobre o COP do sistema, mantendo fixas as temperaturas de evaporação e condensação e a potência consumida pelo compressor. Os parâmetros investigados foram a espessura das chapas metálicas, a espessura da camada de isolamento térmico, o diâmetro e o espaçamento dos tubos, e a resistência de contato entre os tubos e as paredes. Ao todo foram simulados 640 casos, contemplando diversas combinações entre esses parâmetros. Os resultados mostraram que a espessura das chapas metálicas, a resistência térmica de contato e a espessura da parede são os parâmetros que mais influenciam a transferência de calor através das paredes do *freezer*. A espessura da chapa metálica deve ser a maior possível, para aumentar a “eficiência de aleta”.

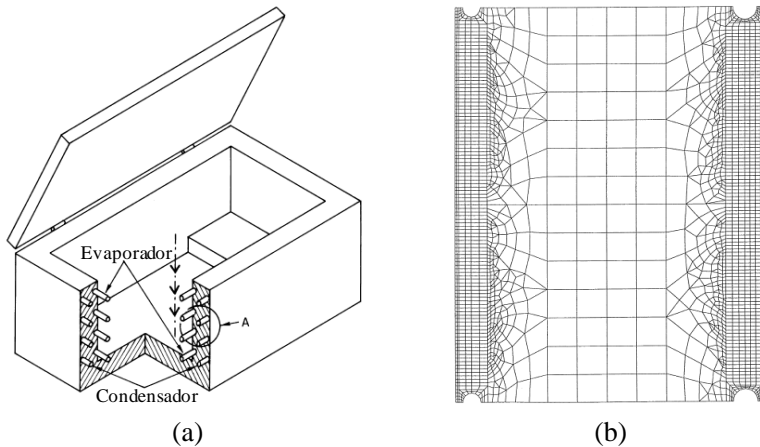


Figura 1.9 - Freezer horizontal com condensador e evaporador do tipo *skin* (a) e malha utilizada para a solução numérica (b). Adaptado de Rebora e Tagliafico (1997).

Rebora *et al.* (2006) realizaram um estudo similar ao de Rebora e Tagliafico (1997), incluindo, porém, algumas melhorias no modelo termodinâmico. Ao invés de calcular o coeficiente de performance com base em um trabalho de compressão fixo, um modelo termodinâmico foi acoplado ao modelo térmico (elementos finitos) para que o trabalho de compressão fosse calculado levando em conta a queda de pressão nos trocadores de calor e a eficiência do compressor. As temperaturas de evaporação e condensação foram mantidas fixas e a resistência de contato foi ajustada de forma a fazer com que os resultados do modelo se ajustassem aos dados experimentais. Foram avaliados os efeitos da espessura das placas metálicas e do diâmetro e espaçamento dos tubos sobre a taxa de transferência de calor e o coeficiente de performance. Além de uma análise de sensibilidade, onde a influência de cada parâmetro foi avaliada isoladamente, foi realizado um estudo de otimização, para encontrar os valores ótimos de cada parâmetro dentro de uma faixa pré-estabelecida. Os resultados mais uma vez indicaram que maiores espessuras nas placas metálicas e um menor espaçamento entre os tubos melhoram a “eficiência de aleta” da superfície metálica, com resultados positivos sobre a performance do produto. Foi verificada também uma influência considerável do diâmetro dos tubos sobre a queda de pressão e, consequentemente, sobre a potência consumida pelo compressor.

O primeiro estudo voltado para a aplicação de condensadores do tipo *skin* em refrigeradores domésticos foi desenvolvido por Bansal e Chin (2002). Neste trabalho os autores desenvolveram e validaram um modelo para calcular a taxa de transferência de calor em um condensador desse tipo. Esse modelo levou em consideração somente o calor transferido através do contato direto entre o tubo e a chapa externa, desconsiderando o efeito da fita que prende o tubo à parede. Foi desconsiderada também a transferência de calor através do isolamento térmico. O condensador foi discretizado ao longo do comprimento do tubo, em diversos elementos de comprimento  $\Delta z$ , cada um contendo uma porção do tubo e uma porção da placa metálica (Figura 1.10).



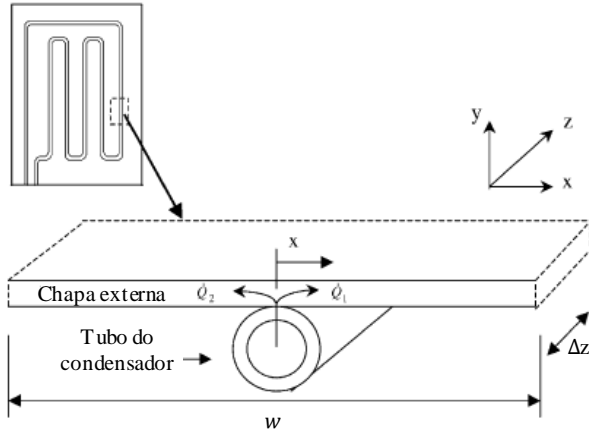


Figura 1.10 - Mecanismo de transferência de calor. Adaptado de Bansal & Chin (2002).

O circuito percorrido pelo tubo pode variar bastante em cada parede. Para considerar esse efeito, e ao mesmo tempo evitar uma complexidade muito elevada, os autores utilizaram uma largura média para os elementos de cada parede, calculada através da Equação (1.3).

$$w = \frac{\text{Área total da parede}}{\text{Comprimento total de tubo na parede}} \quad (1.3)$$

A resistência térmica entre o fluido refrigerante e o ambiente externo foi dividida em quatro parcelas: convecção no interior do tubo, condução nas paredes do tubo, resistência de contato entre o tubo e a chapa externa, e uma resistência à transferência de calor entre a chapa externa e o ambiente. A chapa externa foi tratada como uma aleta, e a sua resistência térmica equivalente foi calculada com base na eficiência de uma aleta com a ponta isolada.

Esse modelo foi confrontado com dados experimentais, obtidos em quatro diferentes temperaturas de condensação. Os resultados mostraram que o modelo superestimou a capacidade do condensador em cerca de 10% (Figura 1.11). Os autores atribuíram esse desvio ao fato de o modelo não levar em consideração o calor trocado com os compartimentos internos. A análise dos resultados do modelo mostrou que as resistências térmicas na parede dos tubos e de contato podem ser desprezadas, já que representam menos de 1% da resistência total. Já a resistência por convecção na parede externa, representa

mais de 80% desse total. Foi verificado ainda que a troca de calor por radiação é bastante relevante, sendo responsável por até 70% do calor trocado.

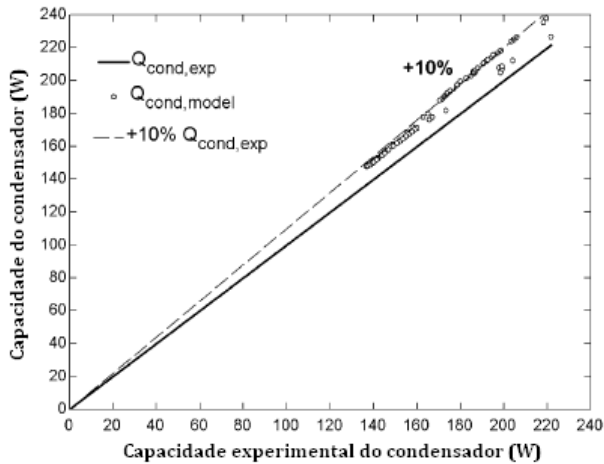


Figura 1.11 - Validação do modelo. Adaptado de Bansal e Chin (2002).

Em outro trabalho, Bansal e Chin (2003), realizaram testes com condensadores do tipo arame sobre tubo e *skin* em um mesmo refrigerador. Os resultados apontaram que a taxa de transferência de calor obtida para o condensador *skin* foi de 10% a 18% maior que a obtida pelo condensador arame sobre tubo. Os dois condensadores apresentavam a mesma área externa de transferência de calor, apesar de o condensador *skin* apresentar um comprimento de tubo 28% maior.

Mais tarde, Gupta e Gopal (2008) propuseram algumas alterações no modelo proposto por Bansal e Chin (2002), de forma a levar em consideração o papel da fita de alumínio na transferência de calor. Como a área de contato entre o tubo e a chapa externa é muito pequena, os autores desconsideraram a transferência de calor através desse contato, fazendo a hipótese de que todo o calor é transferido através da fita. O cálculo do calor transferido em cada elemento foi baseado no modelo de uma aleta dividida em quatro segmentos, conforme apresentado na Figura 1.12 e na Figura 1.13.

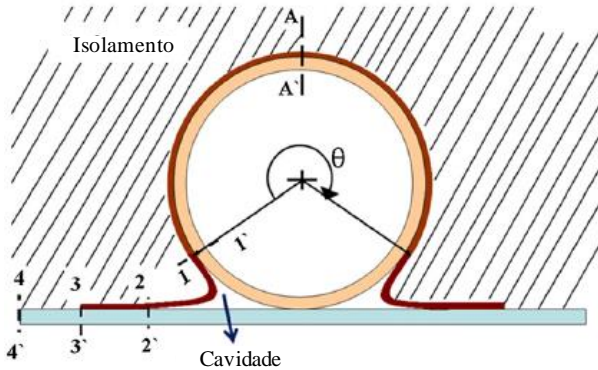


Figura 1.12 – Elemento do trocador *skin*. Adaptado de Gupta e Gopal (2008).

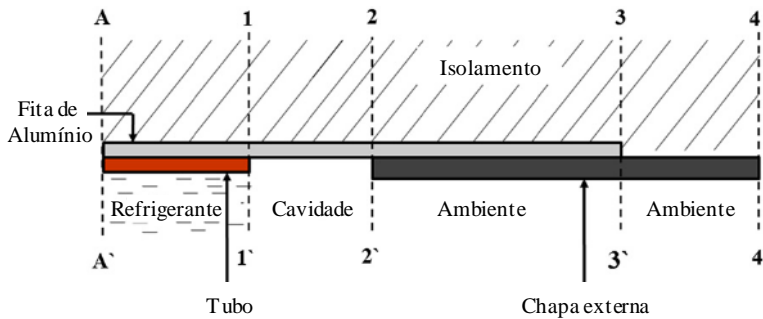


Figura 1.13 - Detalhe do modelo de aleta utilizado. Adaptado de Gupta e Gopal (2008).

O primeiro, o segundo e o terceiro segmentos representam respectivamente os trechos onde a fita de alumínio está em contato com o tubo, a cavidade, e a chapa externa, respectivamente. Já o quarto e último trecho são formados somente pela chapa externa. O isolamento térmico foi considerado perfeitamente adiabático. Assim, a aleta absorve o calor do fluido refrigerante no primeiro trecho, e rejeita esse calor para a cavidade e para o ambiente nos segmentos seguintes. A capacidade do condensador calculada pelo modelo foi comparada com os dados experimentais apresentados por Bansal e Chin (2002). Como esses dados não especificam as condições do fluido refrigerante na entrada do condensador, os autores estimaram essas condições simulando um processo de compressão a partir de uma temperatura de evaporação de  $-23,3^{\circ}\text{C}$  e com uma eficiência isentrópica de compressão igual a 0,8. Para essas

condições, o modelo mostrou uma diferença menor que 2% entre a capacidade do condensador calculada através do modelo e a obtida experimentalmente.

Labigalini e Seixlack (2013) apresentaram também um modelo para o cálculo do calor trocado em condensadores *skin* aplicados em refrigeradores domésticos. Eles propuseram dois métodos para calcular a transferência de calor entre o condensador e o ambiente:

- i) Método de contato direto, onde não é levada em consideração a resistência térmica do tubo, e se assume o fluido refrigerante em contato direto com a chapa externa.
- ii) Método da placa bidimensional, que leva em consideração a transferência de calor do refrigerante para a parede do tubo e para a parede externa, onde é calculado um perfil de temperatura bidimensional.

O modelo conta ainda com as equações de conservação para a massa, energia e quantidade de movimento no fluido refrigerante. A solução de todas as equações diferenciais envolvidas foi obtida numericamente, através do método dos elementos finitos. Os resultados obtidos para a capacidade do condensador apresentaram boa concordância com os dados experimentais apresentados por Bansal e Chin (2003), com desvios entre 1,8% e 3,2%.

## 1.5 Motivação

Os condensadores *skin* são utilizados por diversos fabricantes de refrigeradores, e podem ser encontrados em diversas regiões do mundo. Apesar disso, são poucas as investigações científicas que abordam as particularidades desse tipo de trocador de calor. Como pode ser visto na Tabela 1.1, dos estudos voltados para refrigeradores domésticos nenhum investigou os efeitos da carga térmica adicional associada à utilização de condensadores *skin*. Além disso, nenhum desses trabalhos avaliou o efeito do condensador sobre o desempenho energético do refrigerador.

Tabela 1.1 – Principais estudos sobre condensadores do tipo *skin*.

Autor	Aplicação	Carga térmica?	Desempenho do refrigerador?
Rebora e Tagliafico (1997)	Freezer horizontal	Sim	Não
Bansal e Chin (2002)	Refrigerador	Não	Não
Gupta e Gopal (2008)	Refrigerador	Não	Não
Labigalini e Seixlack (2013)	Refrigerador	Não	Não

## 1.6 Objetivos

Tendo em vista a relevância do tema, o pequeno número de publicações disponíveis, e as lacunas deixadas por essas publicações, o objetivo desse trabalho é conduzir uma investigação sobre o desempenho de condensadores *skin* com foco em refrigeradores domésticos. Para cumprir essa tarefa serão adotadas duas frentes de trabalho simultâneas, uma computacional e outra experimental, cujas atividades estão listadas a seguir:

### Frente computacional

- Desenvolvimento de um modelo numérico para a simulação de condensadores do tipo *skin*, levando em consideração o efeito da transferência de calor para os compartimentos refrigerados;
- Validação experimental do modelo do condensador;
- Desenvolvimento de um modelo numérico para avaliar os efeitos do condensador *skin* sobre o desempenho do refrigerador;
- Validação experimental do modelo do refrigerador;

### Frente experimental

- Seleção, instrumentação e adaptação de um refrigerador que empregue o tipo de condensador em questão;
- Obtenção de uma base de dados experimental *in situ*, a partir de testes realizados em diferentes condições operacionais;

- Registro do campo de temperatura na parede externa do refrigerador através de imagens termográficas;

## **1.7 Estrutura da dissertação**

Essa dissertação está dividida em três partes: contextualização, métodos empregados e resultados. A primeira parte é composta pelos capítulos de introdução e revisão bibliográfica, onde o tema investigado é descrito e contextualizado em termos industriais e científicos. A segunda parte engloba os capítulos de 3 a 5, e aborda os métodos utilizados do desenvolvimento do trabalho, apresentando detalhes sobre o aparato utilizado para a obtenção da base de dados experimental, e a descrição dos modelos desenvolvidos para a simulação do condensador e do refrigerador. Na última parte, que é formada pelos dois últimos capítulos, são apresentados os resultados dos experimentos, a validação e os resultados dos modelos, as principais conclusões e as sugestões para trabalhos futuros.

## 2 TRABALHO EXPERIMENTAL

Em engenharia, quando se deseja investigar um fenômeno ou um equipamento é muito útil a utilização de modelos matemáticos que fornecem uma previsão do comportamento do sistema estudado, permitindo diversas análises com grande agilidade e custos relativamente baixos. Uma das etapas mais importantes no desenvolvimento de um modelo é a validação, onde os resultados previstos são confrontados com dados experimentais, indicando quão bem o modelo representa o fenômeno real. Os dados experimentais utilizados nessa etapa podem ser obtidos através de experimentos ou em bases de dados encontradas na literatura, quando disponíveis.

Em se tratando de condensadores do tipo *skin* aplicados a refrigeradores domésticos, os únicos dados experimentais disponíveis na literatura aberta são os fornecidos por Bansal e Chin (2002). Esses dados, porém, não incluem alguns dos parâmetros de entrada necessários para o modelo desenvolvido nesse trabalho, como as temperaturas dos compartimentos refrigerados, além de não detalhar a geometria do condensador investigado. Diante disso optou-se pela obtenção de uma base de dados própria, com a aquisição de todas as variáveis necessárias.

Depois de decidido quais dados serão obtidos, é preciso definir em que tipo de aparato isso será feito. As duas principais alternativas são realizar as medições em um refrigerador em funcionamento ou montar um aparato experimental para testar o condensador de forma isolada. A primeira alternativa garante resultados condizentes com os encontrados em situações reais, mas traz uma série de dificuldades práticas. Por outro lado, a construção de um aparato específico possibilita um controle muito mais eficaz das variáveis envolvidas, mas os resultados podem não representar as condições reais de operação. Nesse trabalho optou-se pelo meio termo: os testes foram realizados em um refrigerador, mas esse refrigerador sofreu algumas alterações que permitiram um controle mais preciso das condições de ensaio.

As principais variáveis obtidas através dos experimentos são a capacidade do condensador, utilizada na validação do modelo do condensador *skin*, e o consumo de energia do refrigerador, utilizado na validação do modelo do refrigerador.

## 2.1 Refrigerador utilizado

Os ensaios experimentais foram conduzidos em um refrigerador fabricado pela *Panasonic*, modelo NR-B461XZ-S3. Esse é um refrigerador *frost-free* do tipo *bottom-mount*, ou seja, o congelador é localizado na porção inferior, enquanto o gabinete ocupa a porção superior.



Características do refrigerador	
Modelo	NR-B461XZ-S3
<b>Dimensões</b>	<b>[mm]</b>
Altura	1800
Largura	670
Profundidade	800
<b>Capacidade de armazenagem</b>	<b>[litros]</b>
Refrigerador	320
Congelador	100
Total	420
Fluido Refrigerante	R600a (60g)
Classificação do congelador	*** (-18°C)

Figura 2.1 - Fotografia e características do refrigerador

O compressor é do tipo alternativo e também fabricado pela *Panasonic*: um compressor de velocidade variável que utiliza isobutano (R600a) como fluido refrigerante. O sistema de refrigeração é composto ainda por um tubo capilar, um trocador de calor interno, um evaporador tubo-aletado, e um condensador do tipo *skin*. Além desses componentes existe uma serpentina que ajuda na evaporação da água de degelo e uma tubulação que contorna as portas dos compartimentos, evitando a condensação de umidade do ambiente nessas regiões. O refrigerador conta também com um *dampers* termostático, que ajusta as vazões de ar no gabinete e no congelador de acordo com as temperaturas nesses compartimentos. A Figura 2.2 apresenta um desenho esquemático do circuito do sistema de refrigeração. Essa figura mostra que ao deixar o compressor, o fluido refrigerante passa pela serpentina da bandeja da água de degelo e pelo contorno das portas antes de entrar no condensador.



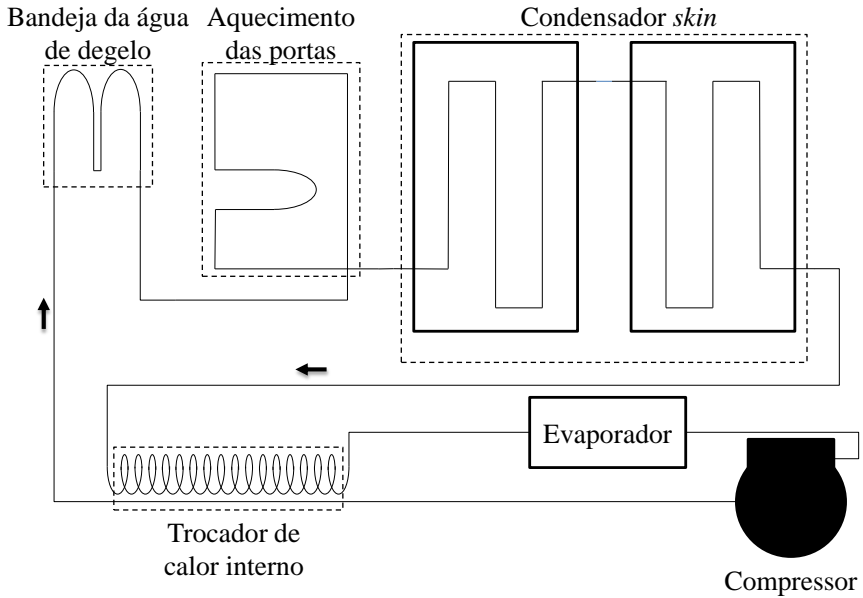


Figura 2.2 – Circuito original do sistema de refrigeração

### 2.1.1 Condensador *skin*

O condensador inicia na parte inferior da parede esquerda do refrigerador, e passa pela parede superior e pela parede direita. A Figura 2.3 ajuda a entender melhor o circuito do condensador.

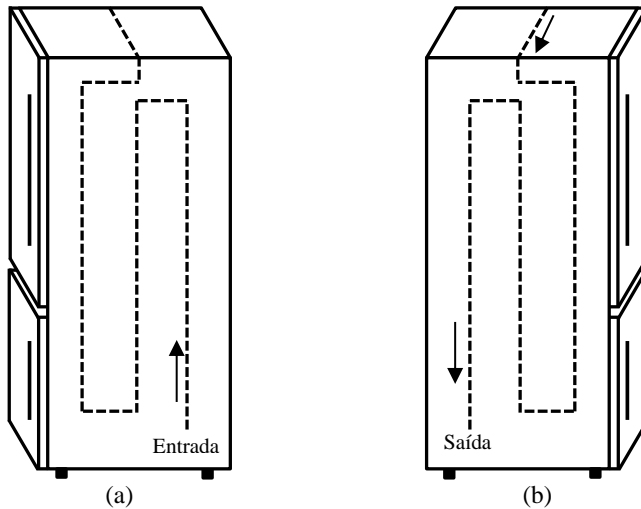


Figura 2.3 Disposição do condensador nas paredes do refrigerador: parede esquerda(a) e parede direita (b).

Tabela 2.1 - Comprimento e área do condensador

	$L_{\text{tub}}$ [m]	Área externa [m <sup>2</sup> ]
Parede esquerda	5,03	1,44
Parede superior	0,67	0,54
Parede direita	5,03	1,44
<b>Total</b>	<b>10,73</b>	<b>3,42</b>

As características geométricas de cada um dos componentes do condensador estão apresentadas na Tabela 2.2.

Tabela 2.2 - Características geométricas do condensador

<b>Tubo</b>	
Material	Cobre
Diâmetro externo	4 mm
Diâmetro interno	2,7 mm
<b>Chapa externa</b>	
Material	Aço
Espessura	0,5 mm

Fita de alumínio	
Material	Alumínio
Largura	50 mm
Espessura	0,05 mm
Isolamento térmico	
Material	Poliuretano (PU)
Espessura no gabinete	50 mm
Espessura no congelador	60 mm
Revestimento interno	
Material	Resina ABS
Espessura	1 mm

### 2.1.2 Modificações

Durante o funcionamento de um refrigerador doméstico o compressor funciona em regime cíclico, alternando períodos ligados e desligados, de forma a compensar o excesso de capacidade de refrigeração. Esse comportamento dificulta a obtenção dos dados experimentais, já que o sistema de refrigeração nunca consegue entrar em regime permanente. Por essa razão o refrigerador estudado sofreu algumas modificações que possibilitaram o funcionamento de forma contínua e estável:

- Desativação da placa eletrônica que controla o funcionamento do refrigerador;
- Substituição do compressor;
- Instalação de resistências elétricas nos dois compartimentos refrigerados;

Com a placa eletrônica desativada, o compressor, o ventilador e a resistência de degelo precisaram ser alimentados externamente, sendo acionados de forma manual. Isso possibilitou o acionamento contínuo do ventilador e do compressor, tornando viável a realização de testes em regime permanente. Como o controle da rotação do compressor era feito através da placa eletrônica, foi necessário substituir o compressor original por um compressor da fabricante *Embraco*, modelo VEMX9C, que pode ser controlado por um inversor de frequência externo capaz de se comunicar com o computador, permitindo o controle manual da rotação.

Com o compressor funcionando continuamente foi necessário instalar resistências elétricas no gabinete e no congelador de forma a compensar o excesso de capacidade de refrigeração e manter a temperatura dos compartimentos nos valores desejados. O controle dessas resistências foi feito através de controladores PID (proporcional, integral e derivativo) capazes de ajustar a potência dissipada de forma a manter as temperaturas dos compartimentos nos valores pré-determinados.

As alterações descritas acima permitiram o funcionamento do refrigerador em regime permanente. Além dessas, foram realizadas outras modificações, necessárias para garantir um escoamento monofásico tanto na entrada quanto na saída do condensador. Em um ciclo de refrigeração real, o fluido refrigerante entra no condensador no estado de vapor superaquecido, e sai no estado de líquido sub-resfriado. Dessa forma, as entalpias na entrada e saída do condensador podem ser determinadas a partir da pressão e da temperatura do fluido refrigerante nesses pontos. Durante os primeiros testes com o refrigerador, porém, foram identificadas situações onde o fluido estava mudando de fase tanto na entrada quanto na saída do condensador. Sob essas condições as informações de pressão e temperatura já não são suficientes para a determinação das entalpias. Para evitar que isso continuasse ocorrendo foram realizadas as seguintes alterações no refrigerador:

- A descarga do compressor foi ligada diretamente à entrada do condensador;
- Uma válvula micrométrica foi instalada na saída do condensador;

A Figura 2.2 mostra que antes de chegar ao condensador, o fluido passava pela bandeja de água de degelo e pela tubulação de aquecimento dos flanges. Como grande parte do calor era trocada nessas regiões, na entrada do condensador o fluido já se encontrava com um escoamento bifásico. Ao eliminar esses dois componentes, a entrada do condensador passou a receber diretamente fluido superaquecido proveniente da descarga do compressor, eliminando o problema na região de entrada.

Para evitar o problema na região de saída, uma válvula micrométrica do tipo agulha foi instalada na saída do condensador. O estrangulamento dessa válvula provoca uma diminuição da vazão mássica de fluido refrigerante, proporcionando dessa forma um maior grau de sub-resfriamento no condensador, e evitando a presença de um escoamento bifásico na saída. Para facilitar a identificação do regime de escoamento (monofásico ou bifásico), um visualizador foi instalado na saída do condensador, logo antes da válvula

micrométrica. Ensaios preliminares mostraram que o escoamento monofásico na saída do condensador só pode ser obtido com uma restrição significativa da válvula agulha. A Figura 2.4 ilustra a ocorrência de escoamento bifásico na saída do condensador, apesar de os termopares registrarem um pequeno grau de sub-resfriamento. Apesar das modificações introduzidas, foi mantida a carga de fluido refrigerante nominal, determinada pelo fabricante.

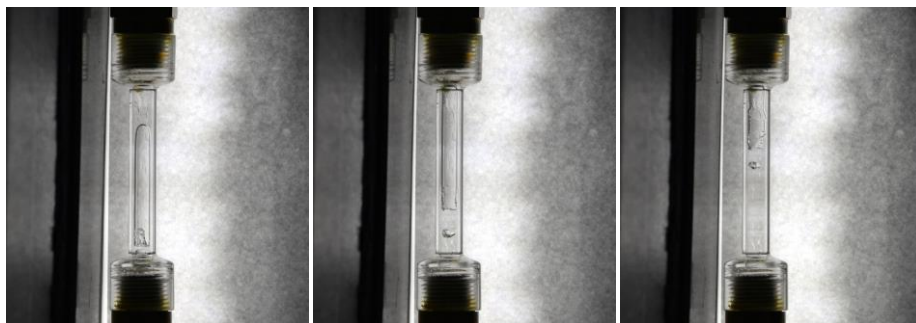


Figura 2.4- Sequência de imagens do escoamento na saída do condensador para teste com a válvula aberta

## 2.2 Instrumentação

Durante os testes foram realizadas medições de temperatura, pressão, vazão mássica, e potência elétrica. As medições de temperatura foram realizadas com termopares do tipo T, previamente calibrados. As temperaturas do fluido refrigerante foram medidas em dezessete pontos do sistema de refrigeração, com os termopares fixados à parede do tubo. Foram utilizados ainda quatro termopares para a medição da temperatura do ar na entrada e saída do evaporador, cinco termopares para a temperatura no gabinete, três termopares para o freezer e cinco para a temperatura ambiente da câmara de testes.

As pressões foram medidas com transdutores de pressão absoluta instalados em cinco pontos do sistema de refrigeração: sucção e descarga do compressor, entrada e saída do condensador e saída do evaporador. A vazão mássica do fluido refrigerante foi medida com um transdutor do tipo Coriolis, instalado logo após a descarga do compressor. As principais medições feitas no sistema de refrigeração estão representadas na Figura 2.5. Pode-se notar que o sistema representado na figura já traz as modificações citadas anteriormente.

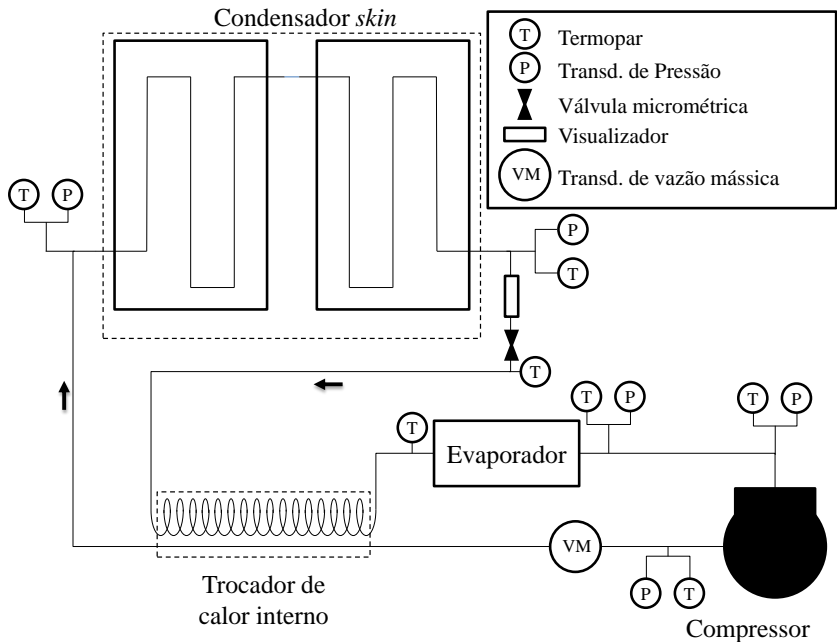


Figura 2.5 - Principais pontos de medição no sistema de refrigeração

As potências do compressor e das resistências dos compartimentos refrigerados foram medidas com um wattímetro *Yokogawa*, modelo *WT230*. A potência do ventilador, por sua vez, foi medida com o auxílio de um transdutor de corrente e um transdutor de tensão. A Tabela 2.3 mostra as faixas de medição dos transdutores utilizados para cada grandeza medida experimentalmente.

Tabela 2.3 - Faixas de medição

Grandeza	Faixa de medição
Temperatura [°C]	-30 a 200
Pressão [bar]	0 a 20
Vazão mássica [kg/h]	0 a 65
Potência do compressor [W]	0 a 1200
Potência das resistências [W]	0 a 300
Tensão CC [V]	0 a 30
Corrente CC [A]	0 a 1

Com exceção das potências, todas as medições foram realizadas através de um sistema de aquisição *Agilent HP34980*. Um microcomputador e um programa desenvolvido no *software HP-VEE* foram utilizados para a visualização e gravação dos dados. Esse mesmo programa era capaz de fazer a comunicação com o inversor de frequências do compressor, possibilitando a leitura e o controle da rotação.

### 2.3 Câmera termográfica

Para a visualização do campo de temperaturas nas superfícies externas do refrigerador foi utilizada uma câmera termográfica, fabricada pela empresa *FLIR Systems*, modelo *SC660*. Essa câmera é capaz de se comunicar com um computador através do *software ThermaCAM Researcher Pro 2.9*.



Figura 2.6 - Câmera termográfica FLIR SC660

A câmera termográfica detecta a radiação no espectro infravermelho e produz imagens dessa radiação, os chamados termogramas. Como existe uma relação entre a radiação emitida por um objeto e o seu estado térmico, os termogramas possibilitam a visualização do campo de temperaturas do objeto. Para obter o campo de temperaturas alguns parâmetros precisam ser informados ao *software*: i) Emissividade do objeto, ii), Umidade relativa e a temperatura da atmosfera, iii) Distância entre a câmera e o objeto e iv) Temperatura da vizinhança

A emissividade do objeto é o mais importante desses parâmetros, e também o mais difícil de obter. A emissividade da parede do refrigerador foi

estimada através de um procedimento recomendado pela fabricante, descrito no APÊNDICE B. A umidade relativa, a temperatura da atmosfera e a distância são usadas para o cômputo da radiação absorvida pelo ar no trajeto entre o objeto e a câmera. Já a temperatura da vizinhança é utilizada no cálculo da radiação refletida pela superfície do objeto.

## 2.4 Câmara de testes

O refrigerador foi instalado no interior de uma câmara de testes com temperatura e umidade controladas, de modo a atender as recomendações da norma ISO15502 (2007). A velocidade do ar no interior da câmara não ultrapassa 0,25m/s. A temperatura pode ser controlada entre 15°C e 50°C, e a umidade relativa entre 40% e 90%. O controle da temperatura é feito por um sistema de refrigeração que opera continuamente e por um banco de resistências elétricas, cuja potência é ajustada por um controlador PID. Esse sistema de controle garante variações de temperatura inferiores a  $\pm 0,2^{\circ}\text{C}$ . A umidade relativa é controlada por PID, que atua sobre uma resistência elétrica imersa em um reservatório de água. A Figura 2.7 mostra um diagrama esquemático da câmara de testes.

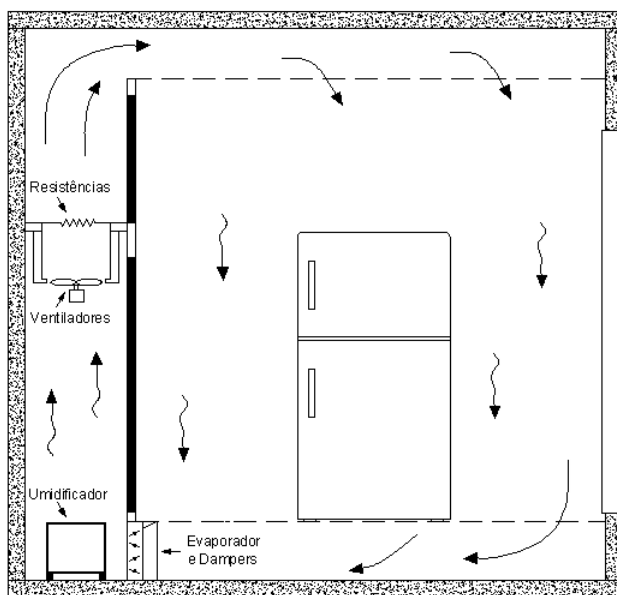


Figura 2.7 - Diagrama esquemático da câmara de testes



## 2.5 Planejamento dos testes

Para auxiliar no planejamento dos ensaios experimentais foi empregada uma técnica estatística conhecida como projeto fatorial (Montgomery, 1996). Essa técnica visa minimizar o número de experimentos necessários para a investigação de um fenômeno. Além de servir como um método para o planejamento dos testes, o projeto fatorial se mostra uma ferramenta valiosa para a análise dos resultados, indicando quais parâmetros são mais relevantes para o fenômeno investigado. Em sua versão mais simples, o método consiste em escolher dois níveis para cada variável controlada no experimento. A matriz de planejamento dos testes é então formada por todas as combinações possíveis entre esses níveis, resultando em  $2^n$  testes, onde  $n$  é o número de variáveis controladas.

No presente trabalho as variáveis controladas foram a temperatura ambiente, a temperatura do gabinete, a temperatura do congelador e a rotação do compressor, resultando em um total de 16 ensaios experimentais. Os níveis superior e inferior de cada uma dessas variáveis são apresentados na Tabela 2.4.

Tabela 2.4 – Nível dos parâmetros do planejamento experimental

Parâmetro	-	+
$T_{amb}$	25°C	32°C
$T_{gb}$	5°C	10°C
$T_{cg}$	-20°C	-15°C
$N_k$	3000 RPM	4500 RPM

Esses níveis foram escolhidos de forma a levar em consideração as limitações da bancada. As faixas de temperatura do ambiente e dos compartimentos internos foram selecionadas com base na norma ISO15502 (2007). Segundo essa norma, a temperatura de operação do congelador pode variar entre -6°C e -18°C, dependendo da classificação do compartimento, enquanto a temperatura do gabinete deve estar sempre em 5°C. A mesma norma estabelece ainda que os testes devem ser realizados a uma temperatura ambiente de 25°C para climas subtropicais, e 32°C para climas tropicais.

O compressor utilizado pode operar em frequências entre 1200RPM e 4500RPM. No entanto, a menor rotação utilizada foi 3000RPM, já que em

valores inferiores o refrigerador não era capaz de atingir as temperaturas estabelecidas para os compartimentos.

Os 16 testes realizados estão apresentados na Tabela 2.5. A resistência de degelo do evaporador foi acionada manualmente a cada dois testes, evitando dessa forma os efeitos do acúmulo de geada na serpentina do evaporador. A válvula agulha permaneceu parcialmente fechada, evitando a presença de bolhas na saída do condensador. Além disso, em alguns testes se fez necessário ajustar a posição do *damper*, de forma a garantir as temperaturas estipuladas para o gabinete e o congelador.

Tabela 2.5 - Planejamento dos ensaios

Teste	$N_k$	$T_{cg}$	$T_{gb}$	$T_{amb}$
1	4500 RPM	-15°C	10°C	32°C
2	3000 RPM	-15°C	10°C	32°C
3	4500 RPM	-20°C	10°C	32°C
4	3000 RPM	-20°C	10°C	32°C
5	4500 RPM	-15°C	5°C	32°C
6	3000 RPM	-15°C	5°C	32°C
7	4500 RPM	-20°C	5°C	32°C
8	3000 RPM	-20°C	5°C	32°C
9	4500 RPM	-15°C	10°C	25°C
10	3000 RPM	-15°C	10°C	25°C
11	4500 RPM	-20°C	10°C	25°C
12	3000 RPM	-20°C	10°C	25°C
13	4500 RPM	-15°C	5°C	25°C
14	3000 RPM	-15°C	5°C	25°C
15	4500 RPM	-20°C	5°C	25°C
16	3000 RPM	-20°C	5°C	25°C

A aplicação do método fatorial permite identificar quais dos parâmetros controlados exerce maior efeito sobre as variáveis de interesse, ou seja, pode-se calcular o efeito de cada um dos parâmetros controlados (rotação do compressor, temperaturas do ambiente, gabinete e congelador) sobre a transferência de calor no condensador, o fluxo de massa, a carga térmica, ou qualquer outro resultado dos experimentos.

O efeito de determinado parâmetro sobre uma variável é calculado através da diferença entre os resultados médios obtidos para os níveis superior e inferior, conforme mostrado na Equação (2.1),

$$E_{p1} = \bar{y}_{(+)} - \bar{y}_{(-)} \quad (2.1)$$

onde  $E_{p1}$  representa o efeito do parâmetro 1 sobre a variável  $y$ , e os símbolos  $\bar{y}_{(+)}$  e  $\bar{y}_{(-)}$  representam os resultados médios obtidos para o nível superior e para o nível inferior, respectivamente. O efeito da rotação sobre a vazão mássica de fluido refrigerante, por exemplo, pode ser calculado como a diferença entre a média das vazões obtidas para os testes com 4500 RPM e a média das vazões obtidas para os testes com 3000 RPM:

$$E_{N_k} = \frac{\dot{m}_1 + \dot{m}_3 + \dot{m}_5 + \dots + \dot{m}_{13} + \dot{m}_{15}}{8} - \frac{\dot{m}_2 + \dot{m}_4 + \dots + \dot{m}_{14} + \dot{m}_{16}}{8} \quad (2.2)$$

## 2.6 Procedimento de teste

O teste inicia com o posicionamento do refrigerador na câmara de testes e o ajuste das temperaturas e da rotação do compressor. Atingidas as temperaturas desejadas, a gravação dos dados é iniciada com um intervalo de 10 segundos entre cada leitura. Dentre os dados coletados seleciona-se um período de uma hora (360 leituras), de acordo com os critérios estabelecidos para a caracterização do regime permanente, conforme explicado a seguir.

## 2.7 Identificação de regime permanente

É muito importante o estabelecimento de critérios objetivos que indicam se uma amostra de dados está ou não em regime permanente. Dessa forma os resultados não sofrem influência do julgamento subjetivo do operador, garantindo assim uma maior qualidade e repetitividade da base de dados. O procedimento utilizado consiste em fazer um ajuste linear de cada uma das variáveis de interesse em função do tempo. O regime permanente é caracterizado quando o coeficiente angular da equação regredida é suficientemente pequeno, respeitando os limites previamente estabelecidos. Essa análise do coeficiente angular, porém, pode ser insuficiente, já que ela pode ocultar, por exemplo, pontos de inflexão, como demonstrado na Figura 2.8.

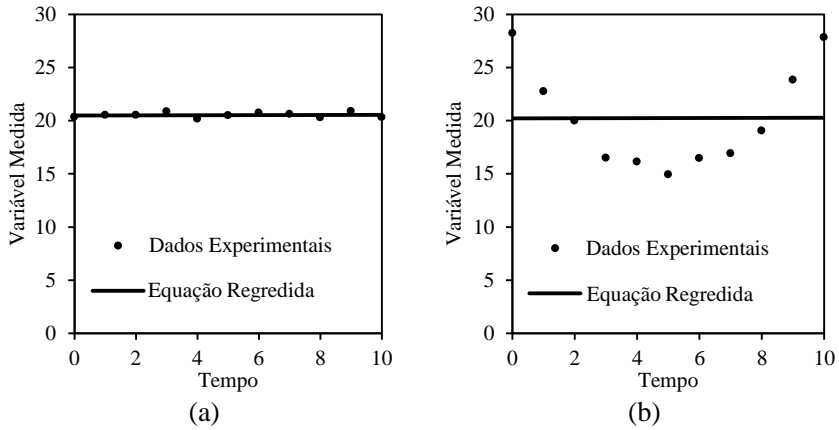


Figura 2.8 - Exemplos de regressão linear: amostra boa (a) e amostra ruim (b)

A variável representada na Figura 2.8a está em regime permanente, enquanto a representada na Figura 2.8b não está. A simples análise do coeficiente angular, no entanto, indicaria que as duas séries de dados estão em regime permanente. Para evitar situações desse tipo um segundo critério foi utilizado: o desvio padrão da amostra deve estar abaixo de um valor pré-estabelecido. Os dados das figuras acima, por exemplo, apresentam o mesmo valor de coeficiente angular, mas o desvio padrão da segunda amostra é vinte vezes maior que o da primeira.

Para que uma amostra de dados possa ser considerada em regime permanente, cada uma das variáveis inspecionadas deve atender aos dois critérios abaixo,

$$DP_a < DP_{m\acute{a}x} \quad (2.3)$$

$$CA_a < 2 \cdot DP_a \quad (2.4)$$

onde  $DP_a$  é o desvio padrão da amostra,  $DP_{m\acute{a}x}$  é o máximo desvio padrão admissível e  $CA_a$  é o coeficiente angular da amostra, que representa a variação média das medições em uma hora.

O valor limite para cada um dos critérios foi estabelecido de acordo com os resultados apresentados em testes preliminares, levando em consideração as características do aparato experimental. Diferentes valores de desvio padrão

máximo foram escolhidos de acordo com a natureza da grandeza medida, conforme indicado na Tabela 2.6.

Tabela 2.6 - Critérios de regime permanente

Variável	DP <sub>máx</sub>
Temperatura	0,1 [°C]
Vazão mássica	0,01 [kg/h]
Pressão	0,02 [bar]
Potência	5 [W]

## 2.8 Processamento de dados

Os resultados experimentais podem ser obtidos a partir da média das 360 leituras selecionadas. Diversos parâmetros de interesse são obtidos diretamente, como a temperatura de condensação, a temperatura dos compartimentos, as pressões, e a potência do compressor. Existem outros parâmetros, porém, que são calculados a partir dos dados medidos, como a capacidade do condensador, a capacidade de refrigeração, a carga térmica, o COP e o consumo de energia do refrigerador.

### 2.8.1 Ciclo de refrigeração

Com as medições de temperatura e pressão do fluido refrigerante, é possível determinar os estados termodinâmicos em diversos pontos do sistema de refrigeração, e com isso calcular a taxa de troca de calor em cada componente. A Figura 2.9 mostra o ciclo de refrigeração utilizado para os cálculos.

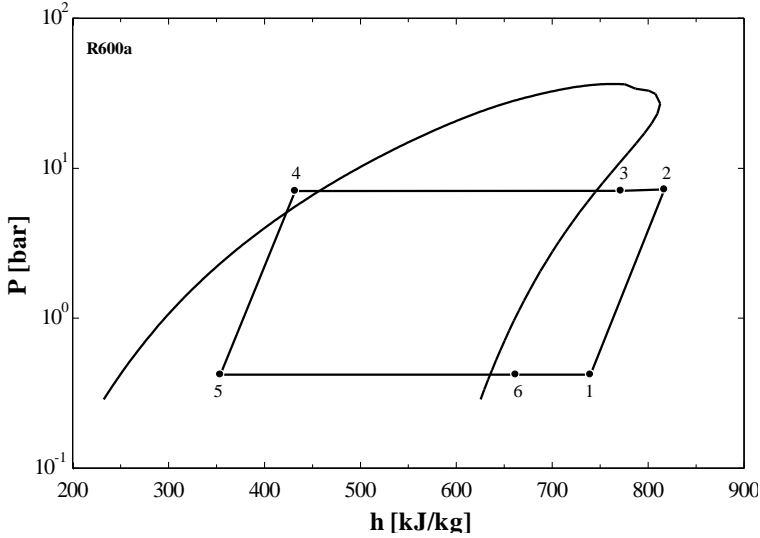


Figura 2.9- Pontos do sistema de refrigeração em diagrama P-h.

Cada um dos pontos da figura representa a entrada ou saída de um componente, como indicado a seguir: i) Compressor (1-2), ii) Linha de descarga (2-3), iii) Condensador (3-4), iv) Tubo capilar (4-5), v) Evaporador (5-6), vi) Linha de sucção (6-1).

O calor trocado em cada componente pode ser calculado através de balanços de energia, de onde se obtém as seguintes equações:

$$\dot{Q}_{ld} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_3) \quad (2.5)$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_4) \quad (2.6)$$

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m} \cdot (h_6 - h_5) \quad (2.7)$$

Dos pontos apresentados o único que não pode ser determinado a partir das medições de pressão e temperatura é o ponto 5, já que esse se encontra no interior do domo de saturação. Com isso o calor trocado no evaporador precisa ser calculado de forma indireta, através de um balanço de energia no trocador interno (Figura 2.10).

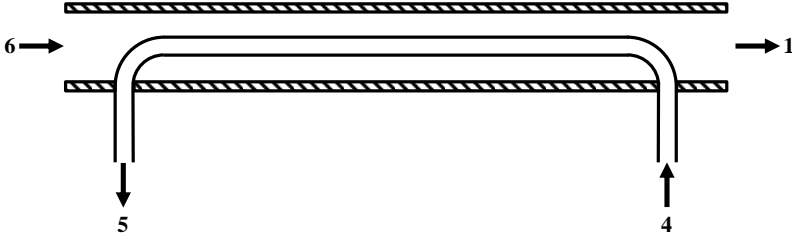


Figura 2.10 - Trocador de calor interno

No trocador de calor interno, o tubo capilar (4 – 5) troca calor com a linha de sucção (6 – 1), que fica entre a saída do evaporador e a sucção do compressor. Como a maior parte desse trocador se encontra dentro das paredes do refrigerador, é razoável assumir que nenhum calor é trocado com o ambiente, e que toda a variação de entalpia é causada pela transferência de calor entre as duas correntes de fluido. Dessa forma um balanço de energia nesse trocador fornece a Equação (2.8).

$$\dot{m} \cdot (h_4 - h_5) = \dot{m} \cdot (h_1 - h_6) \quad (2.8)$$

Como o refrigerador opera em regime permanente, a vazão mássica nas duas correntes é a mesma. Dividindo os dois lados pela vazão mássica e rearranjando, obtém-se:

$$(h_6 - h_5) = (h_1 - h_4) \quad (2.9)$$

Finalmente, ao substituir a Equação (2.9) na Equação (2.7) obtém-se uma nova equação para o calor trocado no evaporador:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_4) \quad (2.10)$$

Dessa forma a capacidade de refrigeração ( $\dot{Q}_{evap}$ ) pode ser determinada a partir das entalpias de dois pontos termodinamicamente determinados (pontos 1 e 4).

O coeficiente de performance pode ser então calculado como a razão entre a capacidade de refrigeração e a potência consumida pelo refrigerador, conforme a Equação (2.11).

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_k + \dot{W}_{vent}} \quad (2.11)$$

### 2.8.2 Cálculo da carga térmica

A carga térmica representa a quantidade de calor que precisa ser removida dos compartimentos refrigerados para que sejam mantidas as temperaturas internas. No refrigerador estudado, a carga térmica é decomposta em três parcelas:

- i) O calor transferido através das paredes que contém o condensador;
- ii) O calor transferido através das paredes que não contém o condensador;
- iii) A potência dissipada pelo ventilador do evaporador;

Essa mesma relação pode ser representada pela Equação (2.12), onde  $\dot{Q}_{CT}$  representa a carga térmica total, e  $\dot{Q}_{CT;sc}$  é o calor transferido do ambiente para os compartimentos através das paredes que não têm condensador. O termo  $\dot{Q}_{CT;cc}$  representa a carga térmica proveniente das paredes com condensador, e  $\dot{W}_{vent}$  é a potência dissipada pelo ventilador do evaporador.

$$\dot{Q}_{CT} = \dot{Q}_{CT;sc} + \dot{Q}_{CT;cc} + \dot{W}_{vent} \quad (2.12)$$

Nas portas, na traseira e na parede inferior do refrigerador (paredes sem condensador) o gradiente de temperatura faz com que o calor do ambiente seja transferido para o interior do refrigerador (Figura 2.11a). Nas outras paredes, a presença dos tubos provoca um aquecimento não uniforme nas regiões por onde passa o condensador. Nas regiões onde a chapa externa atinge temperaturas superiores à temperatura ambiente, o calor é transferido ao mesmo tempo para o ambiente e para os compartimentos internos (Figura 2.11b). É importante lembrar que o calor transferido para o ambiente não representa uma carga térmica, já que não contribui para o aumento das temperaturas internas. É de especial interesse estudar a carga térmica nas paredes com condensador, já que essa é uma característica exclusiva dos refrigeradores que utilizam um condensador do tipo *skin*.



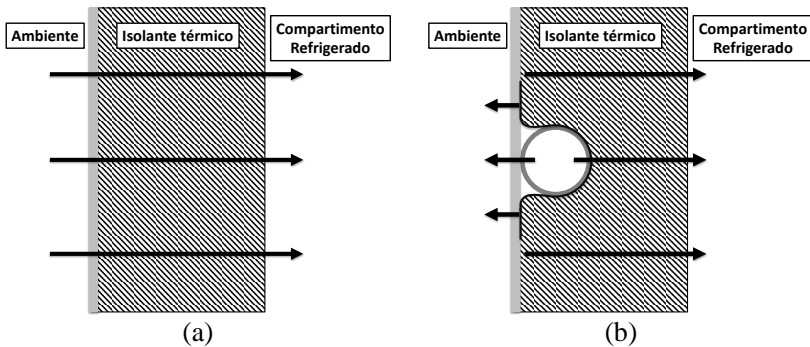


Figura 2.11- Transferência de calor nas paredes: (a) sem condensador e (b) com condensador

O método de regime permanente utilizado nos ensaios facilita bastante o cálculo das parcelas da carga térmica. A carga térmica total pode ser calculada através de um balanço de energia nas paredes do refrigerador (Figura 2.12). Através da Equação (2.13) pode-se determinar a carga térmica total a partir da capacidade de refrigeração e das potências dissipadas pelas resistências instaladas no gabinete e no congelador.

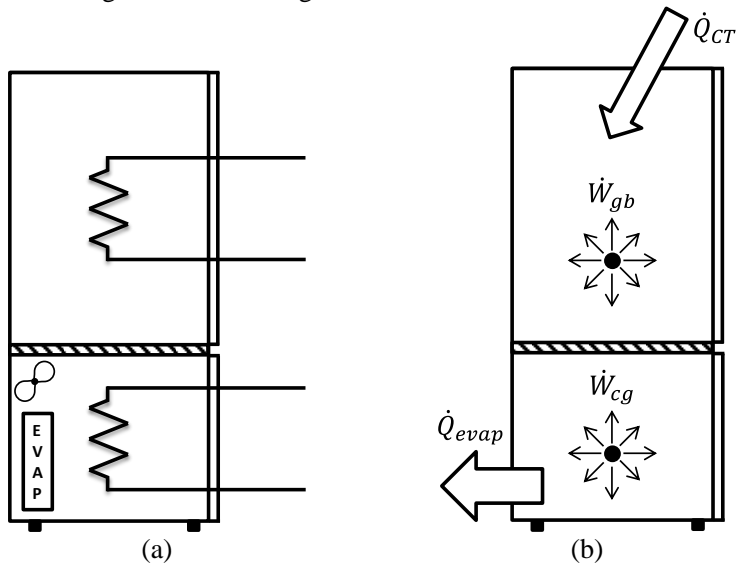


Figura 2.12 - Balanço de energia no refrigerador

$$\dot{Q}_{CT} = \dot{Q}_{evap} - (\dot{W}_{gb} + \dot{W}_{cg}) \quad (2.13)$$

É interessante ainda calcular separadamente cada uma das parcelas que compõe a carga térmica total. A potência dissipada pelo ventilador é medida diretamente. Já a carga térmica relacionada com as paredes sem condensador ( $\dot{Q}_{CT;sc}$ ) é estimada a partir da Equação (2.14), onde os coeficientes  $UA_{gb;sc}$  e  $UA_{cg;sc}$  representam a condutância térmica global dessas paredes, separadas como parcelas correspondentes ao gabinete e ao congelador.

$$\dot{Q}_{CT;sc} = UA_{gb;sc} \cdot (T_{amb} - T_{gb}) + UA_{cg;sc} \cdot (T_{amb} - T_{cg}) \quad (2.14)$$

Os coeficientes  $UA_{gb;sc}$  e  $UA_{cg;sc}$  foram calculados a partir das condutâncias do gabinete e do refrigerador, obtidas experimentalmente através de um teste de fluxo reverso, durante o qual o refrigerador permaneceu desligado (APÊNDICE C). A separação da condutância de cada compartimento entre as paredes com e sem condensador levou em consideração as áreas superficiais de cada parede. A descrição completa do procedimento utilizado está apresentada no APÊNDICE D. As condutâncias térmicas obtidas estão apresentadas na Tabela 2.7.

Tabela 2.7 - Condutância térmica das paredes com e sem condensador

Compartimento	Paredes sem condensador [W/K]	Paredes com condensador [W/K]	TOTAL
Gabinete	$UA_{gb;sc} = 0,725$	$UA_{gb;cc} = 0,609$	$UA_{gb} = 1,334$
Congelador	$UA_{cg;sc} = 0,526$	$UA_{cg;cc} = 0,226$	$UA_{cg} = 0,752$

A última parcela da carga térmica a ser determinada é correspondente às paredes com condensador ( $\dot{Q}_{CT;cc}$ ). Como já se conhece a carga térmica total, a potência dissipada pelo ventilador, e a carga térmica das paredes sem condensador, essa parcela pode ser estimada através da Equação (2.15).

$$\dot{Q}_{CT;cc} = \dot{Q}_{CT} - (\dot{Q}_{CT;sc} + \dot{W}_{vent}) \quad (2.15)$$

### 2.8.3 Cálculo do consumo de energia

De maneira geral, os refrigeradores domésticos funcionam em um regime cíclico, onde o compressor é ligado e desligado de maneira alternada, mantendo as temperaturas internas nos patamares desejados. A razão entre o tempo que o compressor permanece ligado e o tempo total de um ciclo é chamada de fração de funcionamento ( $\tau$ ):

$$\tau = \frac{t_{lig}}{(t_{lig} + t_{des})} \quad (2.16)$$

De forma simplificada, a energia consumida pelo refrigerador em certo período de tempo depende de duas variáveis: a fração de funcionamento e a potência consumida quando o refrigerador está ligado, conforme mostrado na Equação (2.17).

$$CE = \tau \cdot \dot{W}_{lig} \quad (2.17)$$

Para entender o que afeta o consumo de energia, basta olhar com atenção para cada uma dessas variáveis. A potência consumida depende principalmente do sistema de refrigeração e seus componentes (compressor, trocadores, etc...). Isso demonstra a importância de se ter um sistema bem balanceado e justifica o esforço em pesquisas visando à otimização de cada um desses componentes. A fração de funcionamento, por sua vez, depende da energia retirada pelo sistema de refrigeração (capacidade de refrigeração) e da energia que entra no refrigerador (carga térmica). Dessa forma, o consumo de energia reúne em um único parâmetro, informações sobre o sistema de refrigeração e seus componentes e informações relativas à carga térmica.

Os refrigeradores vendidos no mercado brasileiro devem ter o seu consumo de energia avaliado segundo as instruções da norma ISO15502 (2007). De forma resumida, o procedimento de ensaio consiste em deixar o refrigerador funcionando em regime cíclico no interior de uma câmara climatizada, tendo a sua potência monitorada durante um período de 24 horas. Como no presente trabalho o refrigerador foi modificado de forma a operar continuamente, o cálculo do consumo de energia foi baseado no método desenvolvido por Hermes *et al.*(2013), que permite estimar o comportamento cíclico do compressor a partir de testes em regime permanente.

O método se baseia na estimativa de uma fração de funcionamento hipotética, que faria o refrigerador funcionar de maneira adequada caso ele estivesse operando em regime cíclico. Essa fração de funcionamento pode ser estimada a partir da capacidade de refrigeração e da carga térmica. Todo o calor que entra no refrigerador deve ser retirado pelo sistema de refrigeração. Assim, um balanço de energia ao longo de um ciclo fornece a Equação (2.18).

$$\dot{Q}_{evap} \cdot t_{lig} = \dot{Q}_{CT;lig} \cdot t_{lig} + \dot{Q}_{CT;des} \cdot t_{des} \quad (2.18)$$

É interessante notar que a carga térmica é diferente para os períodos quando o compressor está ligado e desligado, especialmente para refrigeradores com condensador do tipo *skin*. Dividindo-se toda a Equação (2.18) por  $(t_{lig} + t_{des})$ , pode-se escrever:

$$\dot{Q}_{evap} \cdot \tau = \dot{Q}_{CT;lig} \cdot \tau + \dot{Q}_{CT;des} \cdot (1 - \tau) \quad (2.19)$$

E finalmente, rearranjando a Equação (2.19), se obtém a expressão para a fração de funcionamento estimada (Equação (2.20)).

$$\tau = \frac{\dot{Q}_{CT;des}}{\dot{Q}_{evap} - (\dot{Q}_{CT;lig} - \dot{Q}_{CT;des})} \quad (2.20)$$

A carga térmica para os períodos em que o compressor está ligado ( $\dot{Q}_{CT;lig}$ ) é calculada através da Equação (2.13). Nos períodos em que o compressor está desligado, assume-se que a carga térmica é representada somente pelo calor transferido entre o ambiente e os compartimentos, calculada pela Equação (2.21).

$$\dot{Q}_{CT;des} = UA_{gb} \cdot (T_{amb} - T_{gb}) + UA_{cg} \cdot (T_{amb} - T_{cg}) \quad (2.21)$$

Os coeficientes  $UA_{gb}$  e  $UA_{cg}$  representam a condutância total de cada compartimento (incluindo as paredes com e sem o condensador), e estão apresentados na Tabela 2.7. Por simplicidade foi desconsiderado o período transiente que ocorre logo após o desligamento do compressor. Nesse período as paredes com condensador ainda estão aquecidas, e seguem perdendo calor para os compartimentos e o ambiente enquanto suas temperaturas diminuem gradualmente.

O consumo de energia é então obtido através da multiplicação da fração de funcionamento pela potência média consumida pelo compressor e pelo ventilador, medidas nos testes de regime permanente:

$$CE = \tau \cdot (\dot{W}_k + \dot{W}_{vent}) \quad (2.22)$$

Hermes *et al.* (2013) realizaram um exercício de validação, comparando o consumo de energia obtido através do método de regime permanente com o consumo obtido através dos procedimentos recomendados na norma ISO15502 (2007). Os resultados mostraram que, apesar de existir certa discrepância nos valores absolutos, as tendências de aumento ou diminuição no consumo de energia foram bem capturadas.

### 3 MODELO MATEMÁTICO DO CONDENSADOR

#### 3.1 Objetivos do modelo

Desenvolveu-se um modelo matemático para simular a transferência de calor em condensadores do tipo *skin*, levando em consideração aspectos geométricos e as condições operacionais sob as quais o condensador está submetido. O objetivo desse modelo é calcular o calor total transferido no condensador, quantificando separadamente o calor trocado com o ambiente externo e com os compartimentos refrigerados, e permitindo ainda uma avaliação do efeito de diversos parâmetros sobre o desempenho do condensador.

#### 3.2 Estratégia de modelagem

A parede do refrigerador foi dividida ao longo do comprimento dos tubos do condensador, formando diversos elementos de comprimento uniforme  $\Delta z$ . Cada um desses elementos é composto por uma porção do tubo, da chapa externa, da fita de alumínio e do isolante de PU, conforme representado na Figura 3.1.

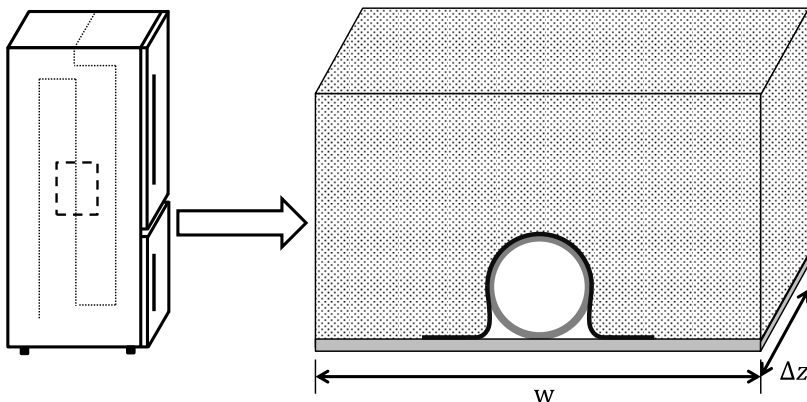


Figura 3.1 - Unidade elementar utilizada no modelo

A depender do circuito do condensador, a definição da largura de cada elemento ( $w$ ) pode ser um pouco complicada. Para tornar esse processo mais

simples, utilizou-se uma largura média para os elementos de uma mesma parede. Essa largura é calculada pela razão entre a área superficial externa e o comprimento de tubo existente na parede em questão, conforme indicado pela Equação (3.1).

$$w = \frac{\text{Área da parede}}{\text{Comprimento de tubo na parede}} \quad (3.1)$$

Ao passar por um elemento, o fluido refrigerante sofre variações de entalpia e de pressão, que são calculadas a partir das equações de conservação da energia e da quantidade de movimento. O princípio de conservação de energia foi aplicado com base nas seguintes hipóteses simplificativas:

- i) Sistema em regime permanente;
- ii) Escoamento unidimensional e sem dissipação viscosa;
- iii) Tubo reto e com seção transversal constante;
- iv) Variações de velocidade e altura são desprezíveis;
- v) Condução de calor axial no tubo e no fluido desprezível;

A partir dessas simplificações é possível expressar a variação de entalpia em um elemento através da Equação (3.2):

$$\delta h_{ele} = h_{sai} - h_{ent} = - \frac{\delta \dot{Q}_{ele}}{\dot{m}} \quad (3.2)$$

A variação de entalpia em um determinado elemento depende apenas da vazão mássica e do calor trocado nesse elemento ( $\delta \dot{Q}_{ele}$ ). O sinal negativo no lado direito da equação indica que o fluido está sempre rejeitando calor, e a entalpia diminui ao longo do condensador. O procedimento para o cálculo do calor trocado em cada elemento será descrito adiante, no submodelo de transferência de calor. O calor total trocado no condensador é obtido através do somatório do calor trocado em cada elemento:

$$\dot{Q}_{cond} = \sum \delta \dot{Q}_{ele} \quad (3.3)$$

De forma similar, a queda de pressão ao longo do condensador é obtida a partir da variação de pressão em cada elemento. É interessante notar que

durante o escoamento bifásico, uma queda de pressão implica diretamente em uma diminuição da temperatura do fluido refrigerante. A variação de pressão em um elemento é calculada a partir de três componentes: variações por atrito, por aceleração e gravitacionais.

$$\delta P_{ele} = P_{sai} - P_{ent} = \delta P_{at} + \delta P_{ac} + \delta P_{gr} \quad (3.4)$$

As correlações e o procedimento de cálculo utilizado para o cômputo de cada parcela serão explicados no submodelo de queda de pressão.

### 3.2.1 Implementação do modelo

O modelo do condensador foi implementado no software EES - Engineering Equation Solver (Klein e Alvarado, 2004). Entre as principais vantagens desse software destacam-se a sua sintaxe simplificada, a capacidade de resolver sistemas de equações não lineares, e a extensa biblioteca de propriedades para diversos fluidos, disponível através de rotinas pré-programadas. O software utiliza uma variação do método de Newton-Raphson para a solução dos sistemas de equações. São utilizadas ainda técnicas de manipulação de matrizes esparsas e um algoritmo para o agrupamento das equações em blocos, tornando o método de solução mais eficiente. A convergência do sistema é obtida quando o resíduo relativo para cada equação é menor que uma tolerância especificada. O resíduo relativo é a diferença entre os lados direito e esquerdo da equação dividido pelo lado esquerdo. Para este trabalho foi adotado um valor de  $10^{-9}$  para a tolerância.

Apesar de o programa exigir estimativas iniciais para todas as variáveis e resolver as equações simultaneamente, é possível traçar um roteiro simplificado de solução (Figura 3.2), que ajuda no entendimento do problema. Os principais dados de entrada são o circuito e a geometria do condensador, as temperaturas do ambiente e dos compartimentos refrigerados, e o estado do fluido refrigerante na entrada do condensador. Nos submodelos de transferência de calor e de queda de pressão são calculados o calor trocado e a queda de pressão em cada elemento. Com isso é possível determinar a pressão e a entalpia na entrada do próximo elemento. Esse processo se repete por todo o comprimento do condensador. Os principais dados de saída são o estado do fluido refrigerante na saída do condensador, o calor total trocado, e as parcelas de calor trocadas com o ambiente e com os compartimentos internos.



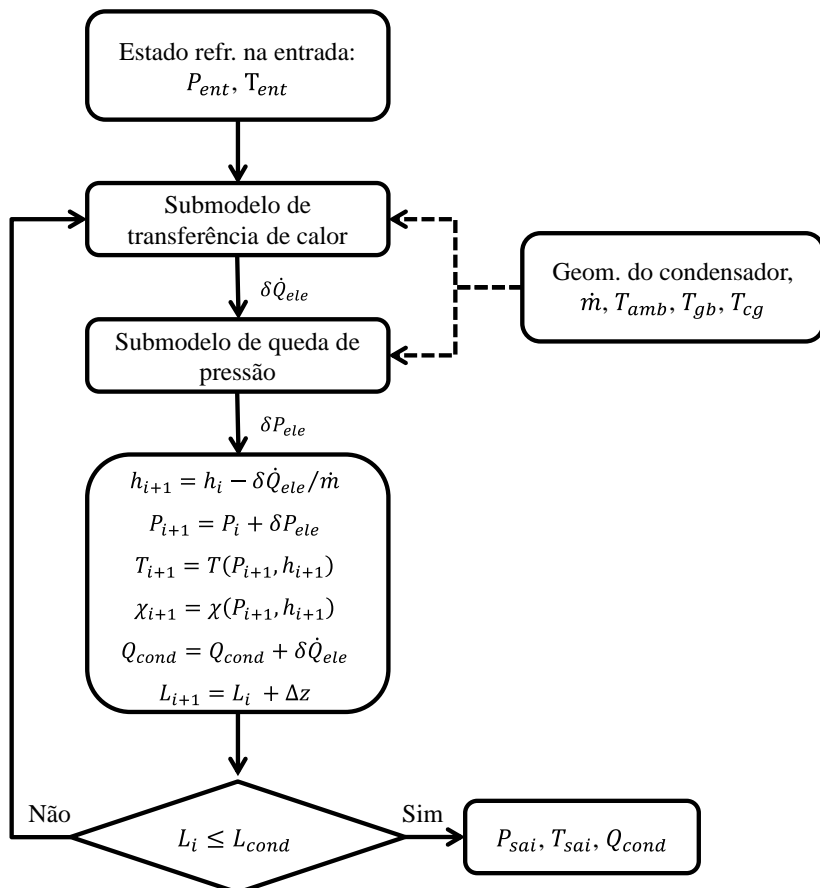


Figura 3.2 - Esquema de solução para o modelo do condensador

### 3.3 Submodelo de transferência de calor

É no submodelo de transferência de calor que se calcula o calor trocado em cada elemento do condensador. O fluido refrigerante a alta temperatura troca calor simultaneamente com os ambientes externo e interno em um processo relativamente complicado, que envolve uma geometria específica e materiais com diferentes propriedades. Levando isso em consideração, o primeiro passo na tentativa de entender e modelar esse processo foi a elaboração de um “mapa” da transferência de calor (Figura 3.3). Esse mapa

fornece a direção esperada para a transferência de calor entre os componentes do condensador.

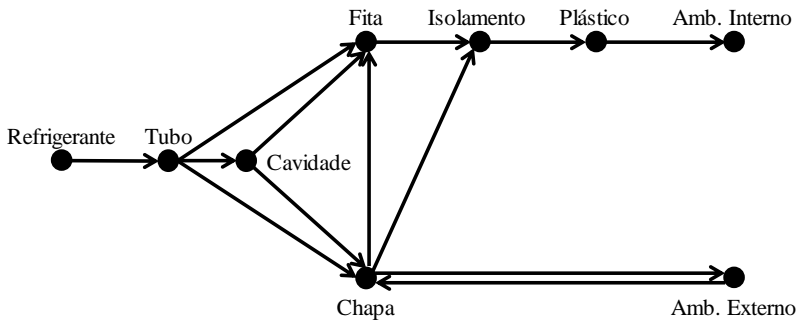


Figura 3.3 - Direção da transferência de calor entre os componentes

O fluido refrigerante, que pode estar nos estados de vapor superaquecido, bifásico ou líquido sub-resfriado, troca calor por convecção com as paredes do tubo. O tubo, por sua vez, perde calor para a chapa, a fita, e a cavidade formada entre a chapa e a fita. Parte desse calor vai para o ambiente externo, enquanto outra parte vai para o isolamento de PU e acaba aquecendo os compartimentos refrigerados. Além disso, é possível que a temperatura da chapa externa fique menor que a temperatura ambiente em algumas regiões. Para esses casos, existe ainda uma parcela de fluxo de calor que vai do ambiente externo para o interno, atravessando as camadas que compõem as paredes do refrigerador. Mesmo com o auxílio da Figura 3.3, ainda existem diversas dúvidas:

- i) Dos caminhos indicados na figura, quais são mais relevantes?
- ii) O tubo troca calor com a fita, a chapa, e a cavidade. Qual desses componentes é responsável pela maior parte da transferência de calor? Algum deles pode ser desprezado?
- iii) Os trabalhos de Bansal e Chin (2002) e Gupta e Gopal (2008) consideraram uma transferência de calor unidimensional através da chapa e da fita. Essa hipótese é realmente válida?
- iv) Os mesmos autores consideraram desprezível a parcela de calor trocada com os compartimentos refrigerados, fazendo a hipótese de

que a camada de PU é um isolante perfeito. Essa parcela é realmente insignificante ou precisa ser levada em consideração?

Para responder a essas questões foi realizada uma análise preliminar da transferência de calor em um elemento do condensador. Essa análise foi realizada com o auxílio de um *software*, o que possibilitou a simulação de uma geometria bastante próxima da geometria real.

### 3.3.1 Estudo preliminar - Modelo distribuído de transferência de calor

Uma simulação bidimensional da transferência de calor em um elemento do condensador foi realizada com o auxílio de um *software* que, para esse caso, resolve a Equação (2.5) através do método dos volumes finitos.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( k \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad (3.5)$$

Esse estudo levou em consideração somente metade de um elemento, já que o problema apresenta uma simetria em relação à linha central. A Figura 3.4 mostra as condições de contorno utilizadas no problema.

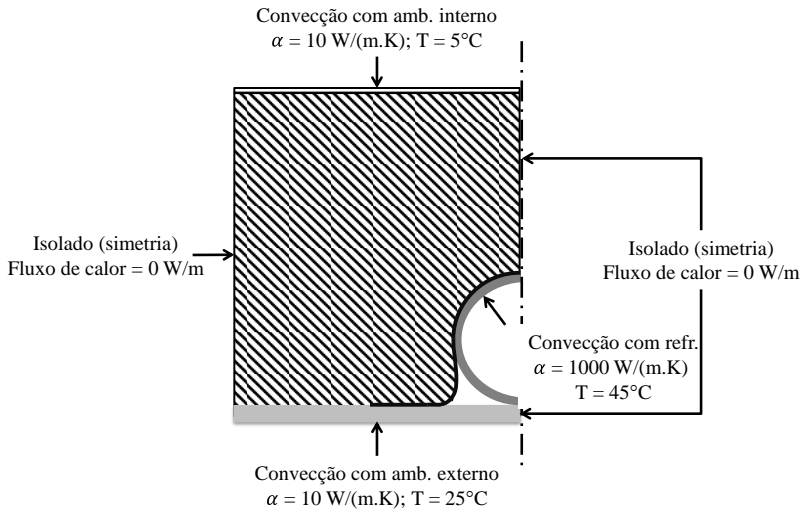


Figura 3.4 - Condições de contorno do problema bidimensional

As faces superior e inferior trocam calor simultaneamente através dos processos de radiação e convecção. Para tornar a análise mais simples esses processos foram combinados em um único coeficiente de transferência de calor. A transferência de calor entre o fluido refrigerante e a parede interna do tubo, por sua vez, ocorre predominantemente por convecção. O valor utilizado para o coeficiente de convecção nessa interface é representativo de um escoamento bifásico, que é o tipo de escoamento predominante na maior parte do condensador. A extremidade do elemento (face esquerda) e a linha de simetria foram tratadas como faces adiabáticas, onde foi prescrito um fluxo de calor igual a zero. Considerou-se ainda que o ar no interior da cavidade está parado, dessa forma a transferência de calor ocorre apenas por condução. A Tabela 3.1 apresenta os valores utilizados para a condutividade térmica de cada material utilizado na simulação.

Tabela 3.1 - Condutividade térmica dos materiais utilizados

Área	Material	$k [W/m K]$
Chapa externa	Aço	50
Fita	Alumínio	170
Isolamento	PU	0,0214
Tubo	Aço	50
Revest. Interno	ABS	1,5
Cavidade	Ar	0,025

Um dos pontos mais importantes na análise em questão é em relação à abordagem utilizada na região de contato entre o tubo e a chapa. Se esses dois componentes apresentassem geometrias perfeitas e superfícies lisas, o contato entre eles seria caracterizado por uma linha (ou um ponto para o caso bidimensional). Dessa forma o calor trocado através dessa interface tenderia a zero. Porém, imagens do refrigerador testado, obtidas com a câmera de infravermelhos, mostram que é justamente nessa região que a chapa apresenta as maiores temperaturas (Figura 3.5 e Figura 3.6), indicando que existe uma transferência de calor significativa no contato entre o tubo e a chapa.

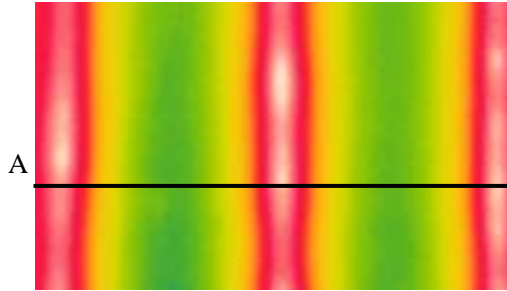


Figura 3.5 - Imagem de infravermelhos da parede externa do refrigerador

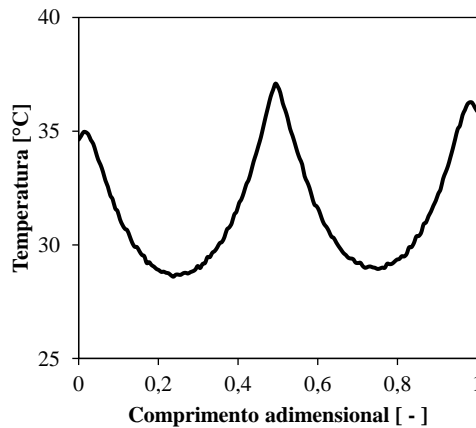


Figura 3.6 - Temperatura ao longo da linha A

Para aproximar a simulação da situação real, a geometria utilizada levou em consideração uma área de contato entre o tubo e a chapa externa, com uma largura de 0,5 mm. O efeito desse contato foi avaliado posteriormente, através de casos com uma área de contato maior e um contato pontual. Nenhuma resistência de contato foi considerada nessa etapa, já que essa análise é preliminar e o valor absoluto do calor trocado não é de grande interesse.

Além do caso padrão (*baseline*), foram feitas outras simulações, com diferentes valores para as condições de contorno e variáveis geométricas. Para o caso padrão foi avaliado um elemento hipotético, com largura total de 200 mm e uma camada de isolamento com 50 mm de espessura. A malha utilizada

(Figuras 4.7 e 4.8) representa somente metade desse elemento, e é composta por mais de 14 mil elementos tetraédricos.

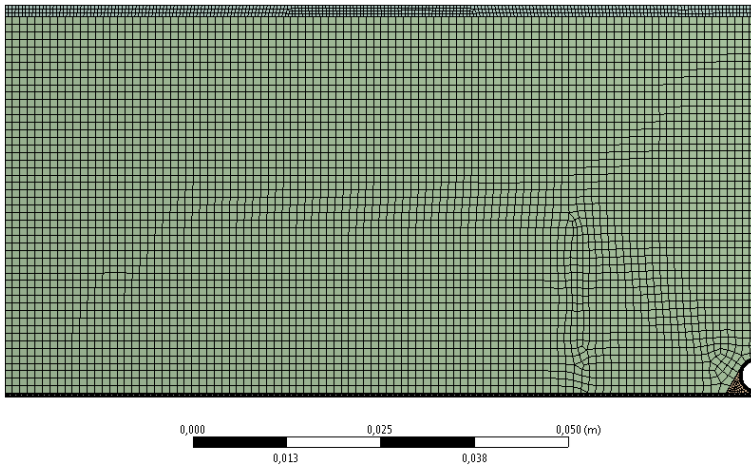


Figura 3.7 - Malha utilizada

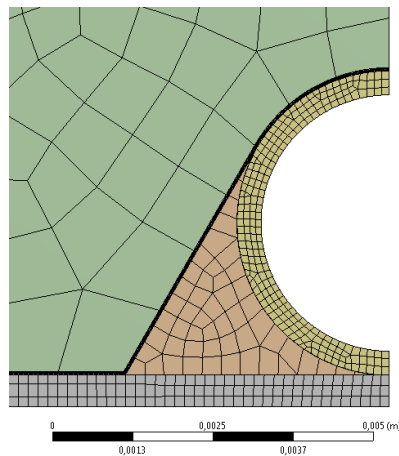


Figura 3.8 - Detalhe da malha na região do tubo

A malha utilizada foi selecionada a partir de um estudo com quatro malhas apresentando diferentes graus de refinamento. Os resultados da Figura 3.9 indicam que a malha selecionada apresenta uma boa relação entre o tempo

computacional gasto nas simulações e o erro residual no balanço de energia. O erro no balanço de energia é a diferença entre o calor que entra através da superfície do tubo e o calor trocado com os ambientes interno e externo (superfícies superior e inferior).

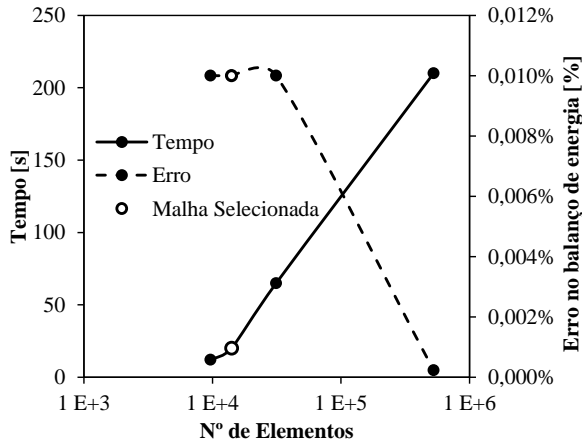


Figura 3.9 - Resultados do estudo de malha

O campo de temperaturas obtido para o caso padrão está representado na Figura 3.10. Cada temperatura é representada através de diferentes cores e tons, assim cada tonalidade representa uma linha isotérmica.

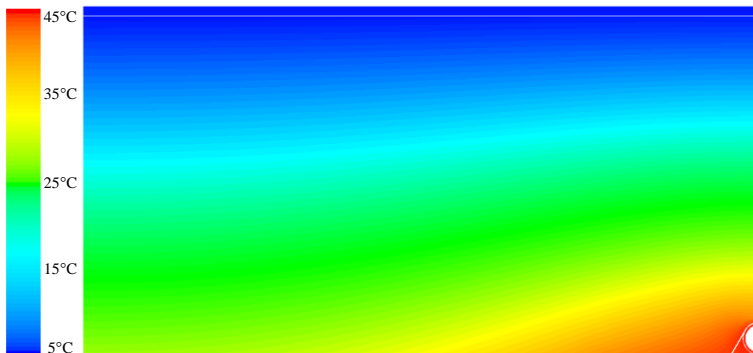


Figura 3.10 - Campo de temperaturas para o caso padrão

É possível notar que a presença do tubo à alta temperatura afeta fortemente o campo de temperaturas, no canto inferior direito da figura. Nota-se também que a temperatura na superfície interna do refrigerador (face superior) está praticamente uniforme, enquanto a temperatura na superfície externa (face inferior) apresenta um gradiente elevado: no contato com o tubo, a chapa chega a temperaturas próximas a do fluido refrigerante, enquanto na extremidade oposta a temperatura é aproximadamente 30°C, confirmando o comportamento visualizado na Figura 3.6.

A Figura 3.11 mostra o campo de temperaturas para a chapa e a fita na região próxima ao tubo. Para facilitar a visualização, as linhas isotérmicas foram destacadas em preto. A figura mostra que a hipótese de transferência de calor unidimensional na chapa e na fita é bastante razoável, conforme indicado pela disposição alinhada das isotermais. A exceção é a região de contato entre a chapa e o tubo, onde a condição de simetria faz com que as linhas isotérmicas fiquem perpendiculares à face vertical.

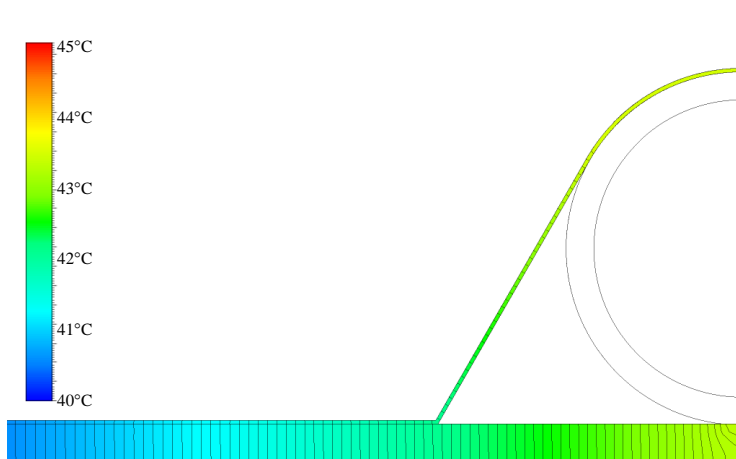


Figura 3.11 - Campo de temperaturas na chapa externa e na fita

Uma análise similar pode ser realizada para a transferência de calor através do isolamento de PU. As linhas de calor da Figura 3.12 (linhas brancas) indicam que a transferência de calor através do isolamento é dominada pela diferença de temperatura entre as paredes interna e externa do refrigerador, mostrando que o fluxo de calor é aproximadamente unidimensional através da espessura da parede.



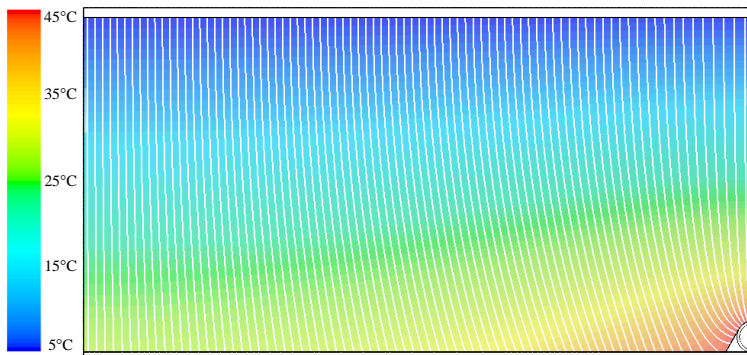


Figura 3.12 - Linhas de calor no isolamento de PU

A Figura 3.13 mostra os resultados para o calor total trocado no caso padrão. Na Figura 3.13a são destacadas as parcelas de calor trocado com o gabinete e com o ambiente externo. O resultado indica que 88% da energia perdida pelo fluido refrigerante é dissipada para o ambiente, enquanto uma fração de 12% vai para o gabinete. Apesar de não ser definitivo, esse resultado já indica que uma fração significativa do calor trocado vai para os compartimentos internos. Como esse calor representa uma carga térmica adicional para o refrigerador, é muito importante que essa parcela seja levada em consideração e quantificada no modelo a ser desenvolvido.

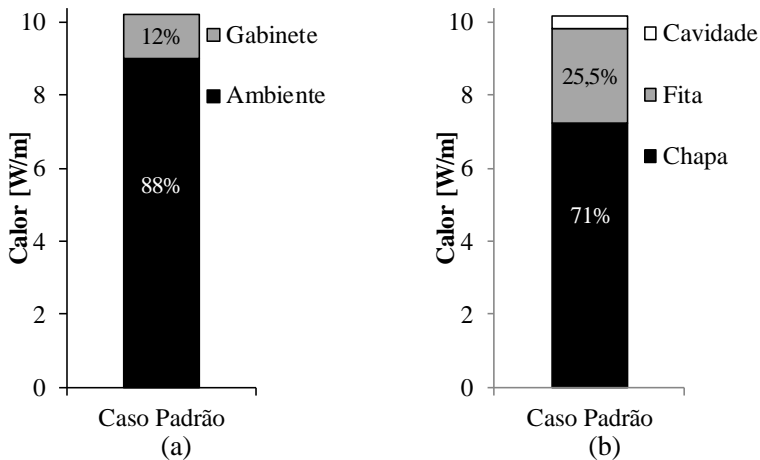


Figura 3.13- Resultados de calor trocado para o caso padrão

A Figura 3.13b apresenta o mesmo resultado, mas com destaque para as parcelas de calor trocadas pelo tubo. O mapa da transferência de calor da Figura 3.3 mostrou que ao deixar as paredes do tubo o calor pode seguir através da chapa, da fita, ou da cavidade. A figura acima ajuda a responder a questão sobre qual desses é o caminho principal. A maior parte do calor (71%) é trocado através do contato entre o tubo e a chapa. A fita é responsável por 25,5% da transferência de calor, enquanto a cavidade responde por apenas 3,5%. Apesar de a maior parte do calor ser dissipado através da chapa, os resultados mostram que a fita também exerce um papel importante, e por isso esses dois componentes devem ser considerados no modelo matemático a ser desenvolvido. É importante lembrar ainda que esse resultado não levou em conta nenhuma resistência de contato entre o tubo e a chapa.

Como a área de contato entre o tubo e a chapa (0,5mm) foi escolhida arbitrariamente, podem existir dúvidas quanto à validade dos resultados anteriores para outros valores de área de contato. Foram realizadas então outras duas simulações: a primeira com uma área de contato duas vezes maior que a original, e a segunda com um contato pontual. Os resultados da Figura 3.14 mostram que para uma área de contato duas vezes maior os resultados são bastante similares ao primeiro caso. Apesar de um pequeno aumento no calor trocado através da chapa, o calor total permaneceu o mesmo.

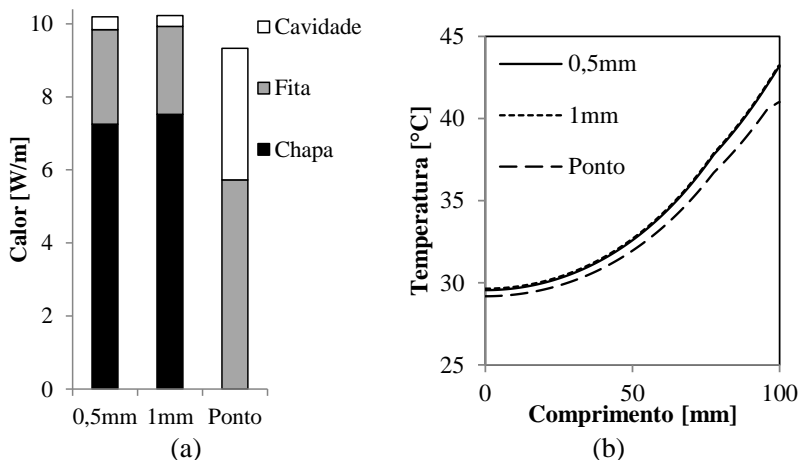


Figura 3.14 – Resultados para três casos de contato entre chapa e tubo: (a) Calor trocado; (b) Perfil de temperatura na superfície externa da chapa

Para o caso onde o contato se dá apenas em um ponto, o calor é trocado apenas através da fita (60%) e da cavidade (40%). O calor total foi 8% menor que o registrado para o caso padrão. A Figura 3.14b mostra que o perfil de temperatura na chapa externa é igual para os dois casos onde há uma área de contato. Já para o caso de contato pontual o perfil se apresenta um pouco diferente. Para os dois primeiros casos, o perfil de temperatura é bastante similar ao registrado nas imagens de infravermelhos (Figura 3.6), com o maior gradiente sendo registrado no ponto de contato com o tubo. Esses resultados mostram que o valor da área de contato não é tão importante, contanto que exista contato.

O modelo em volumes finitos foi utilizado ainda para uma avaliação do efeito dos coeficientes de convecção utilizados em cada uma das faces. Para cada face foram realizadas três simulações adicionais, tendo sempre o caso padrão como referência. Foram utilizados coeficientes duas vezes maiores e duas vezes menores que os originais, além de uma simulação com temperatura prescrita nas faces. A condição de contorno de temperatura prescrita é equivalente a um coeficiente de convecção infinito, e representa uma situação onde não existe resistência à transferência de calor por convecção.

A Figura 3.15 mostra o calor total trocado em cada um dos casos simulados. Os resultados para o coeficiente de convecção no gabinete mostram que mesmo para a condição de temperatura prescrita o calor trocado foi praticamente o mesmo, apresentando uma variação de apenas 0,25%. Isso indica que a resistência à transferência de calor por convecção nas paredes internas do refrigerador pode ser desprezada, e a condição de temperatura prescrita representa uma boa aproximação do fenômeno. Para a convecção com o ambiente externo, no entanto, os resultados foram bem diferentes. Um coeficiente duas vezes maior provocou um aumento de quase 40% no calor trocado. Já com a condição de temperatura prescrita o calor trocado foi dez vezes maior. Esse resultado deixa clara a importância de se calcular corretamente os coeficientes de convecção e radiação nessa parede.

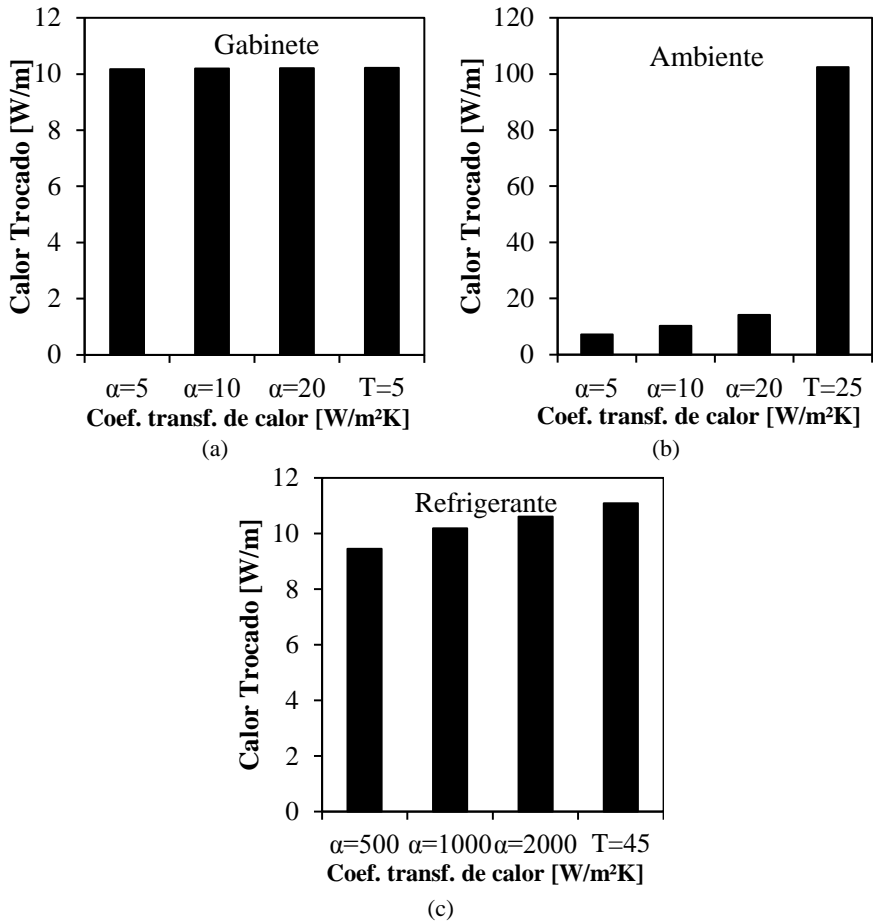


Figura 3.15 - Resultados da análise dos coeficientes de transferência de calor

Por último, a Figura 3.15c mostra que para a condição de temperatura prescrita na superfície interna do tubo, o calor trocado aumenta em 9% em relação caso original. Isso mostra que a convecção entre o fluido refrigerante e a superfície do tubo não pode ser desprezada.

### 3.3.2 Modelo matemático

Tendo em mente as conclusões apresentadas anteriormente, desenvolveu-se um modelo matemático para calcular a taxa de transferência de calor. Esse modelo se baseia no perfil de temperatura da fita e da chapa para calcular o calor trocado com os ambientes interno e externo do refrigerador. As principais hipóteses simplificativas adotadas foram as seguintes:

- Problema em regime permanente
- Propriedades físicas uniformes;
- As temperaturas do ambiente e do gabinete são uniformes;
- A cavidade tem temperatura uniforme;
- Os coeficientes de transferência de calor por convecção e radiação são uniformes;
- Condução de calor unidimensional na chapa e na fita;
- As resistências térmicas de convecção com o ambiente interno e condução na chapa plástica podem ser desprezadas;

A chapa e a fita foram tratadas como aletas independentes, onde cada uma das superfícies troca calor com um ambiente diferente. Foi então desenvolvida uma equação genérica para a condução unidimensional de calor em uma aleta que troca calor com dois ambientes a temperaturas diferentes. A Figura 3.16 traz um segmento genérico de uma aleta desse tipo:

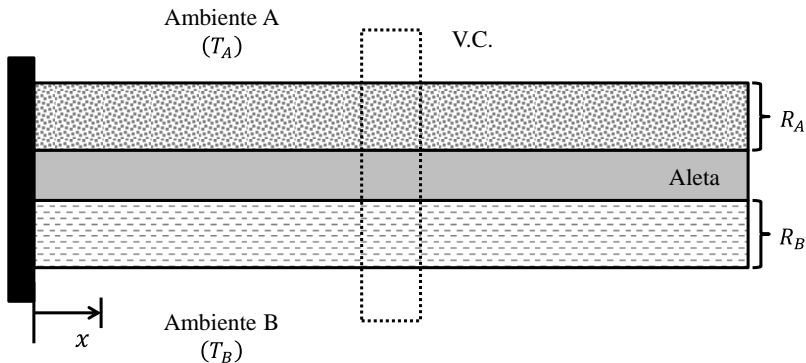


Figura 3.16 - Segmento genérico da chapa ou da fita

Os termos  $R''_A$  e  $R''_B$  representam as resistências térmicas por unidade de área entre a aleta e os ambientes A e B. Através de um balanço de energia

no volume de controle da Figura 3.16, é possível se obter a seguinte equação diferencial (APÊNDICE E):

$$\frac{d^2 T(x)}{dx^2} - T(x) \left( \frac{1}{R''_A} + \frac{1}{R''_B} \right) \frac{\Delta z}{k \cdot A_{tr}} + \left( \frac{T_A}{R_A} + \frac{T_B}{R_B} \right) \frac{\Delta z}{k \cdot A_{tr}} = 0 \quad (3.6)$$

Essa equação é válida quando os parâmetros  $R''_A$ ,  $R''_B$ ,  $T_A$ ,  $T_B$ ,  $k$ ,  $A_{tr}$  e  $\Delta z$  são constantes ao longo do eixo  $x$ . A solução geral dessa equação diferencial fornece uma equação para o perfil de temperatura ao longo da aleta:

$$T(x) = C_1 \cdot e^{p \cdot x} + C_2 \cdot e^{-p \cdot x} - \frac{r}{p^2} \quad (3.7)$$

As constantes  $C_1$  e  $C_2$  devem ser determinadas a partir das condições de contorno apropriadas, e os coeficientes  $p$  e  $r$  são dados pelas Equações (3.8) e (3.9):

$$p^2 = \left( \frac{1}{R''_A} + \frac{1}{R''_B} \right) \frac{\Delta z}{k \cdot A_{tr}} \quad (3.8)$$

$$r = \left( \frac{T_A}{R_A} + \frac{T_B}{R_B} \right) \frac{\Delta z}{k \cdot A_{tr}} \quad (3.9)$$

A Equação (3.7) pode ser utilizada tanto para a fita quanto para a chapa, contanto que sejam levadas em consideração as temperaturas, resistências e condições de contorno apropriadas para cada caso. Como a chapa e a fita trocam calor com diversos meios, cada uma delas foi dividida em três segmentos, de acordo com suas características de transferência de calor. A Figura 3.17 mostra os pontos onde ocorrem as divisões dos segmentos. Os símbolos  $x_c$  e  $x_f$  representam respectivamente as coordenadas ao longo do comprimento da chapa e da fita.

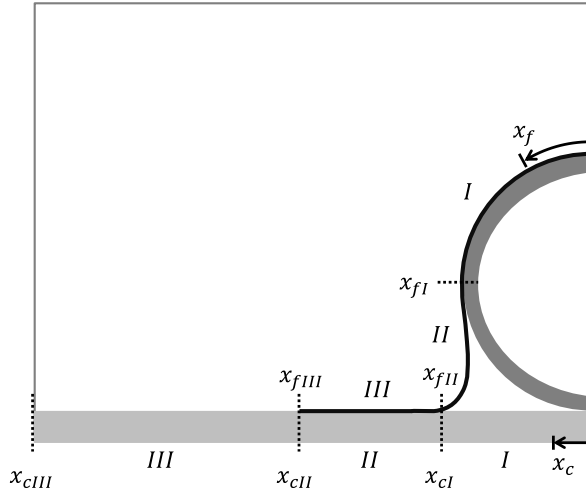


Figura 3.17 - Segmentos na fita e na chapa

A Tabela 3.2 destaca o intervalo representado por cada segmento:

Tabela 3.2 - Intervalo de cada segmento

Chapa		Fita	
Segmento	Intervalo	Segmento	Intervalo
I	$0 < x_c < x_{cI}$	I	$0 < x_f < x_{fI}$
II	$x_{cI} < x_c < x_{cII}$	II	$x_{fI} < x_f < x_{fII}$
III	$x_{cII} < x_c < x_{cIII}$	III	$x_{fII} < x_f < x_{fIII}$

Cada um desses segmentos troca calor com meios diferentes ( $T_A$  e  $T_B$ ) e apresentam diferentes valores de resistências térmicas ( $R''_A$  e  $R''_B$ ). Os valores de temperatura e resistência apropriados para cada segmento da chapa estão listados na Tabela 3.3.

Tabela 3.3 - Temperaturas e resistências para segmentos da chapa

Segmento	$T_A$	$R''_A$	$T_B$	$R''_B$
I	$T_{cav}$	$1/\alpha_{cav}$	$T_{amb}$	$1/\alpha_{amb}$
II	$T_f(x_f)$	$R''_{cont;cf}$	$T_{amb}$	$1/\alpha_{amb}$
III	$T_{int}$	$l_{iso}/k_{iso}$	$T_{amb}$	$1/\alpha_{amb}$

Em todos os segmentos da chapa a superfície externa troca calor com o ambiente. A superfície interna, por sua vez, troca calor com a cavidade, com a fita e com os compartimentos internos. A resistência de contato entre a chapa e a fita ( $R''_{cont;cf}$ ) foi calculada como a resistência à transferência de calor por condução na camada de cola da fita.

A Tabela 3.4 traz os coeficientes apropriados para os segmentos da fita:

Tabela 3.4 – Temperaturas e resistências para os segmentos da fita

Segmento	$T_A$	$R''_A$	$T_B$	$R''_B$
I	$T_{int}$	$l_{iso}/k_{iso}$	$T_{ref}$	$\frac{l_{tub}}{k_{tub}} + \frac{1}{\alpha_{ref}}$
II	$T_{int}$	$l_{iso}/k_{iso}$	$T_{cav}$	$1/\alpha_{cav}$
III	$T_{int}$	$l_{iso}/k_{iso}$	$T_c(x_c)$	$R_{cont;cf}$

A superfície interna da fita troca calor com o compartimento interno do refrigerador, através do isolamento de PU. Já a superfície externa troca calor com o fluido refrigerante, a cavidade e a chapa.

A aplicação da Equação (3.7), associada aos coeficientes apropriados para cada segmento, fornece as equações que determinam o perfil de temperatura para a chapa e para a fita. É preciso, porém, atentar para o fato de que essa equação é válida somente quando as temperaturas  $T_A$  e  $T_B$  são uniformes ao longo do comprimento da aleta. As temperaturas dos compartimentos internos, do ambiente, da cavidade e do fluido refrigerante podem de fato ser consideradas uniformes, mas as temperaturas da chapa e da fita não podem, já que o objetivo é justamente encontrar o perfil de temperaturas nesses componentes. Dessa forma, a Equação (3.7) não pode ser aplicada nas regiões onde esses componentes trocam calor entre si: segmento II da chapa e segmento III da fita. A equação do perfil de temperatura para esses segmentos foi obtida através da solução do seguinte sistema de equações diferenciais:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d^2 T_c(x_c)}{dx_c^2} - T_c(x_c) \cdot p_c^2 + T_c(x_c) \left( \frac{T_f(x_f)}{R''_A} + \frac{T_B}{R''_B} \right) \frac{\Delta z}{k_c A_{c;tr}} = 0 \end{array} \right. \quad (3.10)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d^2 T_f(x_f)}{dx_f^2} - T_f(x_f) \cdot p_f^2 + T_f(x_f) \left( \frac{T_A}{R''_A} + \frac{T_c(x_c)}{R''_B} \right) \frac{\Delta z}{k_f A_{f;tr}} = 0 \end{array} \right. \quad (3.11)$$



As soluções analíticas para as equações acima foram obtidas com o auxílio de um software de manipulação algébrica e, devido à suas grandes extensões, essas equações estão apresentadas no APÊNDICE E.

Agora sim, aplicando a equação apropriada a cada segmento obtém-se as seis equações que determinam os perfis de temperatura na fita e na chapa, conforme mostrado na Tabela 3.5 e na Tabela 3.6.

Tabela 3.5 - Equações para a temperatura na chapa

Segmento	Temperatura	Equação	Intervalo
I	$T_{cl}(x_c)$	Equação (3.7)	$0 < x_c < x_{cl}$
II	$T_{cII}(x_c)$	Equação (E.12)	$x_{cl} < x_c < x_{cII}$
III	$T_{cIII}(x_c)$	Equação (3.7)	$x_{cII} < x_c < x_{cIII}$

Tabela 3.6 - Equações para a temperatura na fita

Segmento	Temperatura	Equação	Intervalo
I	$T_{fI}(x_f)$	Equação (3.7)	$0 < x_f < x_{fI}$
II	$T_{fII}(x_f)$	Equação (3.7)	$x_{fI} < x_f < x_{fII}$
III	$T_{fIII}(x_f)$	Equação (E.13)	$x_{fII} < x_f < x_{fIII}$

Falta ainda determinar o valor das constantes associadas às Equações (3.7), (E.12) e (E.13). As doze constantes são obtidas a partir da aplicação das doze condições de contorno apropriadas. As condições de contorno para a chapa são:

- Temperatura prescrita no contato com o tubo; Equação (3.12);
- Continuidade das temperaturas e dos fluxos de calor nas interfaces dos segmentos; Equações (3.13) a (3.16);
- Fluxo de calor igual a zero na extremidade oposta ao contato; Equação (3.17);

$$T_{cl}(x_c = 0) = T_{cont;ct} \quad (3.12) \quad \left. \frac{dT_{cl}}{dx_c} \right|_{x_c=x_{cl}} = \left. \frac{dT_{cII}}{dx_c} \right|_{x_c=x_{cl}} \quad (3.13)$$

$$T_{cl}(x_{cl}) = T_{cII}(x_{cl}) \quad (3.14) \quad \frac{dT_{cII}}{dx_c} \Big|_{x_c=x_{cII}} = \frac{dT_{cIII}}{dx_c} \Big|_{x_c=x_{cII}} \quad (3.15)$$

$$T_{cII}(x_{cII}) = T_{cIII}(x_{cII}) \quad (3.16) \quad \frac{dT_{cIII}}{dx_c} \Big|_{x_c=x_{cIII}} = 0 \quad (3.17)$$

O contato entre a chapa e o tubo foi levado em consideração através de uma temperatura de contato, que é a condição de contorno para a chapa em  $x_c = 0$ . O procedimento para o cálculo dessa temperatura será descrito mais adiante.

As condições de contorno para a fita são:

- Fluxo de calor igual a zero nas duas extremidades (simetria); Equações (3.18) e (3.23);
- Continuidade das temperaturas e dos fluxos de calor nas interfaces dos segmentos; Equações (3.19) a (3.22);

$$\frac{dT_{fI}}{dx_f} \Big|_{x_f=0} = 0 \quad (3.18) \quad \frac{dT_{fI}}{dx_f} \Big|_{x_f=x_{fI}} = \frac{dT_{fII}}{dx_f} \Big|_{x_f=x_{fI}} \quad (3.19)$$

$$T_{fI}(x_{fI}) = T_{fII}(x_{fI}) \quad (3.20) \quad \frac{dT_{fII}}{dx_f} \Big|_{x_f=x_{fII}} = \frac{dT_{fIII}}{dx_f} \Big|_{x_f=x_{fII}} \quad (3.21)$$

$$T_{fII}(x_{fII}) = T_{fIII}(x_{fII}) \quad (3.22) \quad \frac{dT_{fIII}}{dx_f} \Big|_{x_f=x_{fIII}} = 0 \quad (3.23)$$

As Equações (3.12) a (3.23) formam o sistema de equações utilizado para determinar as doze constantes. Infelizmente não foi possível obter uma solução analítica, e esse sistema precisa ser resolvido numericamente para cada elemento do condensador. Após a solução desse sistema estão finalmente determinados os perfis de temperatura na chapa e na fita.

Conhecendo esses perfis é possível calcular o calor trocado através das superfícies superior e inferior de cada um dos segmentos. No total são calculadas doze parcelas de calor (duas para cada segmento da fita e da chapa), que podem ser obtidas através da seguinte expressão:

$$\delta \dot{Q}_{m;n} = \int_{x_i}^{x_f} (T(x) - T_n) \cdot \frac{\Delta z}{R''_n} dx \quad (3.24)$$

O sub-índice  $m$  representa o segmento (I, II ou III), o sub-índice  $n$  representa a direção ( $A$  ou  $B$ ). Os símbolos  $x_i$  e  $x_f$  representam a coordenada inicial e final de cada seção. Por exemplo, o calor trocado pela superfície exterior do segmento III da chapa pode ser calculado pela seguinte expressão:

$$\delta \dot{Q}_{cIII;B} = \int_{x_{cII}}^{x_{cIII}} (T_{cIII}(x_c) - T_{amb}) \cdot \frac{\Delta z}{1/\alpha_{amb}} dx \quad (3.25)$$

O calor trocado entre o condensador e o ambiente externo é igual ao calor transferido pela superfície externa da chapa, calculado através da Equação (3.26). Já o calor transferido para o compartimento interno é igual ao calor trocado na superfície superior da fita mais o calor trocado pela superfície superior do segmento III da chapa (Equação (3.27)). Como a abordagem utilizada leva em consideração somente metade de um elemento, os valores obtidos devem ser multiplicados por dois para que obtenha o calor trocado em um elemento.

$$\delta \dot{Q}_{amb} = 2 \cdot (\delta \dot{Q}_{cl;B} + \delta \dot{Q}_{cII;B} + \delta \dot{Q}_{cIII;B}) \quad (3.26)$$

$$\delta \dot{Q}_{int} = 2 \cdot (\delta \dot{Q}_{fI;A} + \delta \dot{Q}_{fII;A} + \delta \dot{Q}_{fIII;A} + \delta \dot{Q}_{cIII;A}) \quad (3.27)$$

O calor total trocado por um elemento é dado pela soma dessas duas parcelas:

$$\delta \dot{Q}_{ele} = \delta \dot{Q}_{amb} + \delta \dot{Q}_{int} \quad (3.28)$$

Alternativamente, o calor total pode ser calculado através do calor trocado entre o tubo e os componentes ao seu redor: a fita, a cavidade e a chapa:

$$\delta \dot{Q}_{ele} = 2 \cdot (\delta \dot{Q}_{fIB} + \delta \dot{Q}_{tcav} + \delta \dot{Q}_{cont;ct}) \quad (3.29)$$

O primeiro termo do lado direito da Equação (3.29) diz respeito ao calor trocado entre o tubo e a fita, calculado através da Equação (3.24). O segundo termo representa o calor trocado entre o tubo e a cavidade (Equação (3.30)). A última parcela contabiliza o calor trocado através do contato entre o tubo e a chapa. O calor trocado nessa interface de contato é calculado através do gradiente de temperatura da chapa na região do contato (Equação (3.32)).

$$\delta\dot{Q}_{tcav} = A_{tcav} \cdot \frac{(T_{ref} - T_{cav})}{\frac{1}{\alpha_{ref}} + \frac{l_{tub}}{k_{tub}} + \frac{1}{\alpha_{cav}}} \quad (3.30)$$

$$A_{tcav} = \left( \frac{\pi \cdot d_{tub}}{2} - x_{fl} \right) \cdot \Delta z \quad (3.31)$$

$$\delta\dot{Q}_{cont;ct} = k_c \cdot A_{c;tr} \cdot \left. \frac{dT_{cl}}{dx_c} \right|_{x_c=0} \quad (3.32)$$

Para o fechamento do submodelo de transferência de calor é preciso ainda calcular a temperatura da cavidade ( $T_{cav}$ ) e a temperatura da chapa na região de contato com o tubo ( $T_{cont;ct}$ ). A temperatura da cavidade pode ser obtida através de um balanço de energia, levando em consideração o calor trocado com a cavidade através do tubo, da fita e da chapa externa (Equações (3.33) e (3.34)).

$$\delta\dot{Q}_{tcav} = \delta\dot{Q}_{cIA} + \delta\dot{Q}_{fIIB} \quad (3.33)$$

$$T_{cav} = T_{ref} - \frac{\delta\dot{Q}_{tcav}}{A_{cav}} \left( \frac{1}{\alpha_{ref}} + \frac{l_{tub}}{k_{tub}} + \frac{1}{\alpha_{cav}} \right) \quad (3.34)$$

A temperatura no contato entre a chapa e o tubo ( $T_{cont;ct}$ ) foi estimada através da transferência de calor unidimensional entre o fluido refrigerante e o ambiente na região do contato, conforme a Equação (3.35).

$$T_{cont;ct} = T_{ref} - (T_{ref} - T_{amb}) \frac{\left( \frac{1}{\alpha_{ref}} + \frac{l_{tub}}{k_{tub}} + R''_{cont;ct} \right)}{\frac{1}{\alpha_{ref}} + \frac{l_{tub}}{k_{tub}} + R''_{cont;ct} + \frac{l_c}{k_c} + \frac{1}{\alpha_{amb}}} \quad (3.35)$$

Essa equação leva em consideração uma resistência de contato entre a chapa e o tubo ( $R''_{cont;ct}$ ). O valor dessa resistência foi obtido a partir de dados experimentais, através de um procedimento descrito a seguir.

### 3.3.3 Coeficientes de transferência de calor

As paredes do refrigerador trocam calor com o ambiente através dos processos de radiação e convecção natural. É conveniente, porém, juntar esses dois fenômenos em um único coeficiente de transferência de calor,

$$\alpha_{amb} = \alpha_{amb;rad} + \alpha_{amb;conv} \quad (3.36)$$

onde o coeficiente de transferência de calor por radiação pode ser calculado através da Equação (3.37) (Incropera *et al.*, 2006):

$$\alpha_{amb;rad} = \varepsilon \sigma \left( \overline{T}_c^2 + T_{viz}^2 \right) (\overline{T}_c + T_{viz}) \quad (3.37)$$

onde  $\varepsilon$  é a emissividade da superfície e  $\sigma$  é a constante de Stefan-Boltzmann.  $\overline{T}_c$  é a temperatura média na superfície da chapa, definida pela Equação (3.38). Na expressão acima, as temperaturas  $\overline{T}_c$  e  $T_{viz}$  devem ser expressas em K.

$$\overline{T}_c = \frac{1}{x_{cIII}} \int_0^{x_{cIII}} T_c(x) dx \quad (3.38)$$

O processo de convecção natural é causado pelo gradiente de temperatura do ar nas proximidades da parede do refrigerador. O coeficiente de convecção para esses casos pode ser obtido através de correlações experimentais, que normalmente são apresentadas em função dos números de Rayleigh ( $Ra$ ) e de Nusselt ( $Nu$ ):

$$Ra = \frac{gL_{car}^3 \beta (\overline{T}_c - T_{amb})}{\nu \lambda} \quad (3.39)$$

$$Nu = \frac{\alpha L_{car}}{k} \quad (3.40)$$

Para a convecção em placas verticais (paredes laterais do refrigerador) a altura do refrigerador foi utilizada como comprimento característico. O número de Nusselt médio para esses casos foi obtido a partir dos números de Nusselt para o escoamento laminar e turbulento em placas verticais, conforme a Equação (3.41) (Rohsenow *et al.*, 1998):

$$Nu_{ver} = (Nu_{ver;lam}^6 + Nu_{ver;turb}^6)^{1/6} \quad (3.41)$$

O número de Nusselt laminar é dado por:

$$Nu_{ver;lam} = \frac{2}{\ln \left( 1 + \frac{2}{C_{lam} Ra^{0,25}} \right)} \quad (3.42)$$

onde

$$C_{lam} = \frac{0,671}{\left( 1 + \left( \frac{0,492}{Pr} \right)^{9/16} \right)^{4/9}} \quad (3.43)$$

O número de Nusselt turbulento é dado por:

$$Nu_{ver;turb} = \frac{C_{ver;turb} Ra^{1/3}}{1 + 1,4 \cdot 10^9 \frac{Pr}{Ra}} \quad (3.44)$$

onde

$$C_{ver;turb} = \frac{0,13 Pr^{0,22}}{(1 + 0,61 Pr^{0,81})^{0,42}} \quad (3.45)$$

Para a parede superior do refrigerador, foi utilizada uma correlação para convecção natural em placas horizontais com a face aquecida voltada para cima (Rohsenow *et al.*, 1998). Para esse caso, o comprimento característico utilizado nas Equações (3.39) e (3.40) é a razão entre a área e o perímetro da placa. O número de Nusselt médio foi calculado a partir da Equação (3.46):

$$Nu_{hor} = (Nu_{hor,lam}^{10} + Nu_{hor,turb}^{10})^{1/10} \quad (3.46)$$

O número de Nusselt laminar é:

$$Nu_{hor,lam} = \frac{1,4}{\ln \left( 1 + \frac{1,4}{0,835 C_{lam} Ra^{0,25}} \right)} \quad (3.47)$$

Onde  $C_{lam}$  é dado pela Equação (3.43). O número de Nusselt turbulento é dado por:

$$Nu_{hor,turb} = C_{hor,turb} Ra^{1/3} \quad (3.48)$$

onde

$$C_{hor,turb} = 0,14 \frac{1 + 0,0107 Pr}{1 + 0,01 Pr} \quad (3.49)$$

O escoamento de fluido refrigerante no interior do tubo pode ser monofásico (vapor ou líquido) ou bifásico. O coeficiente de transferência de calor para o escoamento monofásico foi calculado através da correlação proposta por Gnielinski, e apresentada em Incropera *et al.* (2006):

$$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12,7 (f/8)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (3.50)$$

onde  $Re_D$  e  $Nu_d$  são os números de Reynolds e Nusselt baseados no diâmetro interno do tubo:

$$Re_D = \frac{4\dot{m}}{\pi \mu d_{tub}} \quad (3.51)$$

$$Nu_D = \frac{\alpha d_{tub}}{k} \quad (3.52)$$

O fator de atrito ( $f$ ) foi obtido através da correlação desenvolvida por Pethukov (Incropera *et al.*, 2006):

$$f = (0,79 \ln Re_D - 1,64)^{-2} \quad (3.53)$$

Conforme o vapor superaquecido perde calor e atinge a temperatura de saturação, tem início o processo de condensação. A condensação no interior de tubos é um fenômeno complexo, que depende fortemente das velocidades do fluido. De acordo com a disposição das fases líquidas e de vapor o escoamento pode ser classificado em diferentes regimes. Segundo Shah e Sekulic (2003), os regimes mais comuns são o escoamento anular (Figura 3.18a) e o escoamento estratificado (Figura 3.18b).

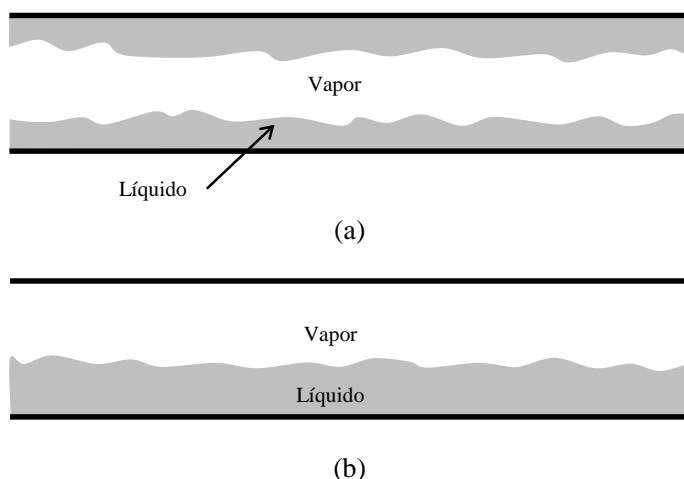


Figura 3.18 - Regimes de escoamento bifásico: anular (a) e estratificado (b)

Como o regime de escoamento tem influência na transferência de calor, é preciso utilizar correlações apropriadas para cada regime. Segundo Shah e Sekulic (2003), em tubos verticais é predominante a presença do escoamento anular. Já para tubos horizontais, o escoamento pode ser anular ou estratificado. Para definir o tipo de escoamento vigente nos tubos horizontais foram utilizados os critérios apresentados por Nellis e Klein (2008). Esses critérios se baseiam no fluxo de massa ( $G$ ) e no número de Froude modificado ( $Fr_{mod}$ ).



$$G = \frac{4 \dot{m}}{\pi d_{tub}^2} \quad (3.54)$$

Para  $Re_{D;l} \leq 1250$  o número de Froude modificado é calculado através da Equação (3.55).

$$Fr_{mod} = \frac{0,025 Re_{D;l}^{1,59}}{Ga^{0,5}} \left( \frac{1 + 1,09 X_{tt}^{0,039}}{X_{tt}} \right)^{1,5} \quad (3.55)$$

Para  $Re_{D;l} > 1250$  o número de Froude modificado é calculado através da Equação (3.56).

$$Fr_{mod} = \frac{1,26 Re_{D;l}^{1,04}}{Ga^{0,5}} \left( \frac{1 + 1,09 X_{tt}^{0,039}}{X_{tt}} \right)^{1,5} \quad (3.56)$$

onde  $Re_{D;l}$  é o número de Reynolds caso a fase líquida estivesse escoando sozinha pelo tubo (Equação (3.57)). O parâmetro de Lockhart Martinelli ( $X_{tt}$ ) e o número de Galileu ( $Ga$ ) são obtidos através das Equações (3.58) e (3.59).

$$Re_D = \frac{G (1 - \chi) d_{tub}}{\mu_{l,sat}} \quad (3.57)$$

$$X_{tt} = \left( \frac{\rho_{v,sat}}{\rho_{l,sat}} \right)^{\frac{1}{2}} \left( \frac{\mu_{l,sat}}{\mu_{v,sat}} \right)^{0,1} \left[ \frac{(1-\chi)}{\chi} \right]^{0,9} \quad (3.58)$$

$$Ga = \frac{g \rho_{l,sat} (\rho_{l,sat} - \rho_{v,sat}) d_{tub}^3}{\mu_{l,sat}^2} \quad (3.59)$$

Para valores de fluxo de massa maiores que  $500 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , assume-se um escoamento em regime anular. Para valores menores, o escoamento pode ser anular ou estratificado, dependendo do número de Froude. Se o número de Froude modificado for maior que 20, o escoamento é anular. Se for menor que 6, o escoamento é estratificado. Para valores entre 6 e 20 é considerado um regime de transição.

Depois de definir os regimes de escoamento, é preciso escolher as correlações para os coeficientes de transferência de calor em cada regime. Park

*et al.* (2008) realizaram uma comparação entre diversas correlações para o coeficiente de transferência de calor durante o processo de condensação no interior de tubos. Entre as correlações que se destacaram pelos bons resultados obtidos, estão as recomendadas em Shah e Sekulic (2003):

$$\alpha_{anu} = 0,023 \frac{k_l}{d_{tub}} Re_{D;l}^{0,8} Pr_l^{0,4} \left[ (1 - \chi)^{0,8} + \frac{3,8 \chi^{0,76} (1 - \chi)^{0,04}}{(P_{sat}/P_{cr})^{0,38}} \right] \quad (3.60)$$

$$\alpha_{estr} = 0,728 \left[ 1 + \frac{1 - \chi}{\chi} \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{\frac{2}{3}} \right]^{-\frac{3}{4}} \left[ \frac{k_l^3 \rho_l (\rho_l - \rho_v) g h'_{lv}}{\mu_l \Delta T_{sat;tub} d_{tub}} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (3.61)$$

onde  $h'_{lv}$  é o a entalpia de vaporização modificada, calculada pela Equação (3.62).

$$h'_{lv} = h_{lv} + 0,68 C p_l \Delta T_{sat;tub} \quad (3.62)$$

O símbolo  $\Delta T_{sat;tub}$  representa a diferença de temperatura entre o fluido refrigerante e a parede interna do tubo. Para o caso estudado no presente trabalho é difícil definir uma única temperatura para o tubo, já que ela pode assumir diferentes valores ao longo do diâmetro. Por essa razão foi atribuído a esse parâmetro um valor constante, igual a  $0,01^\circ\text{C}$ . Foi verificado posteriormente que o valor adotado não influencia de forma significativa os resultados do modelo.

Para o regime de escoamento de transição, o coeficiente de transferência de calor é calculado através da Equação (3.63).

$$\alpha_{trans} = (\alpha_{anu}^6 + \alpha_{estr}^6)^{1/6} \quad (3.63)$$

A avaliação do modelo em volumes finitos mostrou que a transferência de calor através da cavidade não é significativa. Por essa razão, a transferência de calor no interior da cavidade foi modelada de maneira simplificada, considerando um coeficiente de convecção fixo ( $\alpha_{cav} = 2 [W/m^2K]$ )

Além dos coeficientes de convecção, o modelo utiliza ainda duas resistências de contato: entre a chapa e a fita e entre o tubo e a chapa. A resistência entre a chapa e a fita foi calculada como a resistência por condução através da camada de cola:

$$R''_{cont;cf} = \frac{l_{cola}}{k_{cola}} \quad (3.64)$$

Para fitas de alumínio similares à utilizada no condensador em questão, a espessura da camada de cola pode variar entre 0,3 mm e 0,5 mm (3M, 2012). A condutividade da cola (cola acrílica) pode assumir valores entre 0,1 W/(m K) e 1,65 W/(m K) (MatWeb, 2012). Avaliações com os valores extremos das faixas apresentadas mostraram pouca influência nos resultados do modelo. Dessa forma, foram utilizados valores médios para a espessura e condutividade, resultando em uma resistência de  $4,6 \cdot 10^{-4} (m^2 K)/W$ .

A resistência térmica entre o tubo e a chapa é utilizada para o cálculo da temperatura da chapa na região de contato. O valor dessa resistência foi calculado a partir da Equação (3.35), utilizando valores obtidos experimentalmente para as temperaturas. As temperaturas do fluido refrigerante e do ambiente foram medidas com termopares, enquanto a temperatura da região de contato foi obtida a partir de imagens em infravermelho. Os cálculos foram feitos para dois testes em condições diferentes, utilizando dados da região de entrada do condensador. As temperaturas e a resistência de contato obtida em cada teste estão listadas na Tabela 3.7.

Tabela 3.7 - Dados para o cálculo das a resistência de contato

$T_{amb} [^{\circ}C]$	$T_{ref} [^{\circ}C]$	$T_{cont;ct} [^{\circ}C]$	$R''_{cont;ct} [m^2K/W]$
24,97	49,09	38,6	0,0753
32,15	59,6	47,7	0,0749

Os coeficientes de convecção utilizados no cálculo foram  $\alpha_{amb} = 10 W/m^2K$  e  $\alpha_{ref} = 600 W/m^2K$ .

Os resultados similares para os dois testes indicam que o valor dessa resistência não depende das condições do ensaio. O valor adotado para o modelo foi  $R''_{cont;ct} = 75 \cdot 10^{-3} m^2K/W$ . Para efeito de comparação, os valores reportados na literatura para a resistência de contato entre duas

superfícies de cobre são da ordem de  $10^{-4} \text{ m}^2\text{K/W}$ . Para superfícies de aço inoxidável são encontradas resistências da ordem de  $10^{-3} \text{ m}^2\text{K/W}$  (Nellis e Klein, 2008). As resistências apresentadas na Tabela 3.7 são significativamente maiores que os valores encontrados na literatura. Isso se deve em parte às condições de ensaio. Os valores reportados na literatura foram obtidos para placas planas e com uma pressão de contato controlada ( $100 \text{ kPa}$ ). No condensador, além de a pressão de contato ser desconhecida, a área de contato é muito pequena e irregular, prejudicando ainda mais a transferência de calor.

### 3.3.4 Método de solução

O submodelo de transferência de calor foi implementado no software EES, e o roteiro de solução está apresentado na Figura 3.19.

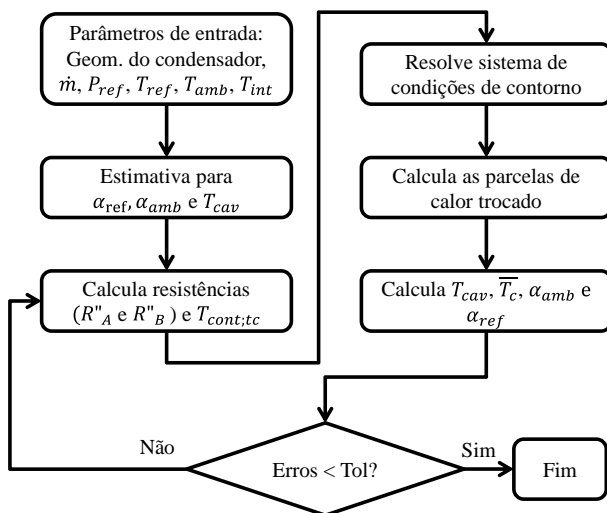


Figura 3.19 - Fluxograma de solução do submodelo de transferência de calor

O principal dado de saída desse submodelo é o calor trocado no elemento. É esse calor que, aplicado à Equação (3.2), fornece a entalpia do fluido refrigerante na entrada do elemento seguinte. Quando o objetivo é fazer uma análise mais detalhada, é possível armazenar o valor dos parâmetros obtidos em cada elemento, fornecendo assim valores de temperaturas, resistências ou coeficientes de convecção ao longo do comprimento do condensador.

### 3.4 Submodelo de queda de pressão

A queda de pressão no fluido refrigerante ao longo do condensador foi calculada elemento por elemento, de maneira similar à transferência de calor. As três parcelas que compõem a queda de pressão são as perdas por atrito, perdas por aceleração e as perdas gravitacionais. A queda de pressão em um elemento é dada pela soma dessas três parcelas, conforme exposto na Equação (3.4). As expressões utilizadas para o cálculo de cada uma dessas parcelas são apresentadas a seguir.

#### 3.4.1 Queda de pressão por atrito

Essa parcela leva em conta a queda de pressão devido ao atrito entre o fluido e as paredes do tubo. Para o escoamento monofásico (apenas líquido ou apenas vapor) ela é calculada através da Equação (3.65).

$$\delta P_{at} = - \left( \frac{8 f \dot{m}^2}{\pi^2 \rho d_{tub}^5} \right) \Delta z \quad (3.65)$$

onde  $f$  é o coeficiente de atrito, calculado pela correlação de Pethukov (Equação (3.53)).

Para o escoamento bifásico, o cálculo foi feito de acordo com as recomendações de Ould Didi, Kattan e Thome (2002). Neste trabalho os autores realizaram uma comparação entre sete métodos para a predição da queda de pressão por atrito em escoamentos bifásicos, onde se destacou a correlação de Müller-Steinhagen and Heck (Equação (3.66)).

$$\delta P_{at} = - \left( Y(1 - \chi)^{\frac{1}{3}} + b \chi^3 \right) \Delta z \quad (3.66)$$

onde

$$Y = a + 2(b - a)\chi \quad (3.67)$$

Os coeficientes  $a$  e  $b$  representam os gradientes de pressão para o escoamento de líquido e vapor, respectivamente, obtidos através das Equações (3.68) e (3.69).

$$a = \left( \frac{dp}{dz} \right)_l = f_l \frac{2\dot{m}^2}{\rho_l d_{tub}} \quad (3.68)$$

$$b = \left( \frac{dp}{dz} \right)_v = f_v \frac{2\dot{m}^2}{\rho_v d_{tub}} \quad (3.69)$$

Os coeficientes de atrito  $f_l$  e  $f_v$  são calculados através da Equação (3.53), com as propriedades do líquido e do vapor, respectivamente.

### 3.4.2 Queda de pressão gravitacional

A parcela gravitacional diz respeito a variações da pressão hidrostática, causada por alterações na altura. Quando o escoamento é monofásico, essa variação de pressão é calculada através da Equação (3.70).

$$\delta P_{gr} = -\rho_{ref} g \sin(\theta_{tubo}) \Delta z \quad (3.70)$$

Onde o ângulo de tubo é  $\theta_{tubo} = 90^\circ$  para o escoamento vertical para cima e  $\theta_{tubo} = 270^\circ$  para o escoamento vertical para baixo.

O cálculo para o escoamento bifásico é semelhante, mas leva em consideração a fração de vazio, conforme mostrado na Equação (3.71).

$$\delta P_{grav} = -(\omega \rho_v + (1 - \omega) \rho_l) g \sin(\theta_{tubo}) \Delta z \quad (3.71)$$

A fração de vazio é calculada de acordo com a correlação apresentada em Ould Didi, Kattan e Thome (2002):

$$\omega = \frac{\chi}{\rho_v} \left[ \left( 1 + 0,12(1 - \chi) \right) \left( \frac{\chi}{\rho_v} + \frac{1 - \chi}{\rho_l} \right) + \frac{1,18(1 - \chi)[g \sigma(\rho_l - \rho_v)]^{0,25}}{G^2 \rho_l^{0,5}} \right]^{-1} \quad (3.72)$$

### 3.4.3 Queda de pressão por aceleração

Essa parcela está associada a variações de quantidade de movimento durante o processo de transição de fases. Para um escoamento com

condensação, a velocidade média do fluido tende a diminuir, proporcionando na verdade um ganho de pressão, que pode ser calculado pela Equação (3.73).

$$\Delta P_{ac} = -G^2 \left( \left[ \frac{(1-\chi)^2}{\rho_l(1-\omega)} + \frac{\chi^2}{\rho_v \omega} \right]_{sai} - \left[ \frac{(1-\chi)^2}{\rho_l(1-\omega)} + \frac{\chi^2}{\rho_v \omega} \right]_{ent} \right) \Delta z \quad (3.73)$$

#### 4 MODELO NUMÉRICO DO REFRIGERADOR

O modelo de simulação do condensador *skin* é capaz de fornecer informações sobre o efeito de diversas características geométricas sobre o calor trocado pelo condensador. O condensador, no entanto, não atua de maneira isolada no sistema de refrigeração. Por essa razão é importante realizar uma avaliação, mesmo que simplificada, do comportamento de todos os componentes do refrigerador.

Para realizar essa tarefa foi desenvolvido um modelo numérico para a simulação do sistema de refrigeração em regime permanente, com base nos trabalhos de Hermes *et al.* (2009) e Gonçalves *et al.* (2009). Nesses trabalhos os autores desenvolveram um modelo semi-empírico, baseado nas equações de conservação e em parâmetros experimentais. Com exceção do condensador, cada componente do sistema de refrigeração foi modelado com uma abordagem simples utilizando modelos globais baseados em parâmetros obtidos empiricamente.

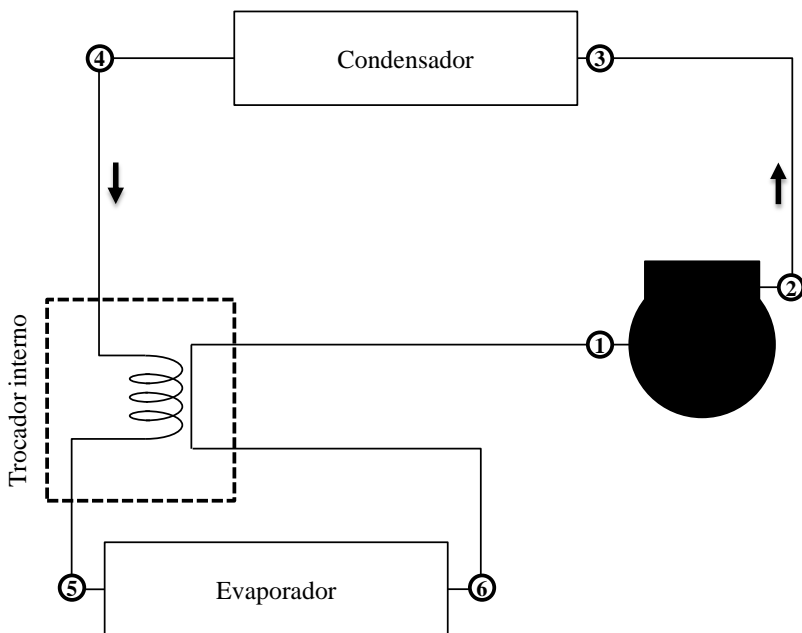


Figura 4.1 - Componentes do sistema de refrigeração



Os pontos e os componentes do sistema de refrigeração levados em consideração no modelo foram os seguintes (Figura 4.1): i) Compressor (1-2), ii) Linha de descarga (2-3), iii) Condensador (3-4), iv) Evaporador (5-6), v) Trocador de calor interno (4-5/6-1).

O diagrama pressão – entalpia do ciclo de refrigeração é idêntico ao apresentado anteriormente na Figura 2.9. Com o refrigerador funcionando em regime permanente, o sistema de refrigeração opera em um ponto de equilíbrio, onde a vazão mássica bombeada pelo compressor é igual àquela que passa através do tubo capilar. É justamente esse balanço que, associado aos volumes internos de cada componente, estabelece os níveis de pressão durante o funcionamento do refrigerador. Do ponto de vista do modelo, é possível reproduzir esse comportamento igualando as vazões mássicas calculadas pelos submodelos do compressor e do tubo capilar. O balanço de massa em cada componente do sistema de refrigeração fornece as equações necessárias para o fechamento do problema. A obtenção das pressões a partir dessas equações, porém, é feita de forma bastante indireta, dificultando a convergência do sistema de equações. Para contornar esse problema, os modelos apresentados em Hermes *et al.* (2009) e Gonçalves *et al.* (2009) obtêm as pressões através da imposição dos graus de superaquecimento no evaporador e sub-resfriamento no condensador. Além de facilitar bastante o processo de convergência, essa abordagem dispensa o cálculo do fluxo de massa através do tubo capilar e o cômputo dos volumes internos de cada componente.

#### 4.1 Submodelo do compressor

O submodelo do compressor tem a função de determinar três variáveis: a potência consumida pelo compressor, a entalpia do fluido refrigerante na descarga do compressor, e a vazão mássica de refrigerante em circulação no sistema de refrigeração. A vazão mássica é determinada pela Equação (4.1)

$$\dot{m} = \frac{\eta_v V_k f_k}{\vartheta_1} \quad (4.1)$$

onde  $V_k$  é o deslocamento volumétrico,  $f_k$  é a frequência de rotação do compressor,  $\vartheta_1$  é o volume específico do fluido refrigerante na sucção e  $\eta_v$  é a eficiência volumétrica do compressor. A eficiência volumétrica depende das condições de operação, e foi correlacionada de acordo com a Equação (4.2).

$$\begin{aligned}\eta_v = & C_{\eta_v1} + C_{\eta_v2}RP + C_{\eta_v3}RP^2 + C_{\eta_v4}RP^3 + C_{\eta_v5}RV + C_{\eta_v6}RV^2 \\ & + C_{\eta_v7}RV^3 + C_{\eta_v8}RP RV + C_{\eta_v9}RP RV^2 \\ & + C_{\eta_v10}RP^2RV\end{aligned}\quad (4.2)$$

Tabela 4.1 - Coeficientes para a eficiência volumétrica

Coeficiente	Valor	Coeficiente	Valor
$C_{\eta_v1}$	8,71E-01	$C_{\eta_v6}$	1,86E-01
$C_{\eta_v2}$	-1,23E-02	$C_{\eta_v7}$	-3,01E-01
$C_{\eta_v3}$	-5,52E-06	$C_{\eta_v8}$	-1,65E-02
$C_{\eta_v4}$	-4,04E-07	$C_{\eta_v9}$	1,80E-02
$C_{\eta_v5}$	8,76E-02	$C_{\eta_v10}$	-1,38E-05

Os termos  $RP$  e  $RV$  representam a razão de pressão e a razão de velocidade, calculadas através das Equações (4.3) e (4.4). O termo  $f_{k;máx}$  representa a máxima rotação do compressor. Os coeficientes  $C_1$  a  $C_{10}$  foram regredidos a partir dos dados de catálogo do compressor utilizado.

$$RP = \frac{P_{cond}}{P_{evap}} \quad (4.3)$$

$$RV = \frac{f_k}{f_{k;máx}} \quad (4.4)$$

A potência do compressor é calculada a partir da potência isentrópica de compressão, conforme indicado na Equação (4.5).

$$\dot{W}_k = \frac{\dot{m}(h_{2s} - h_1)}{\eta_g} \quad (4.5)$$

A entalpia  $h_{2s}$  representa a entalpia na descarga do compressor para um processo de compressão isentrópico. A eficiência global ( $\eta_g$ ) foi obtida de maneira similar à eficiência volumétrica, através da Expressão (4.6). Os

coeficientes dessa expressão também foram obtidos a partir dos dados do catálogo do compressor.

$$\begin{aligned}\eta_g = & C_{\eta_g1} + C_{\eta_g2}RP + C_{\eta_g3}RP^2 + C_{\eta_g4}RP^3 + C_{\eta_g5}RV + C_{\eta_g6}RV^2 \\ & + C_{\eta_g7}RV^3 + C_{\eta_g8}RP RV + C_{\eta_g9}RP RV^2 \\ & + C_{\eta_g10}RP^2RV\end{aligned}\quad (4.6)$$

Tabela 4.2 - Coeficientes para a eficiência global

Coeficiente	Valor	Coeficiente	Valor
$C_{\eta_g1}$	6,15E-01	$C_{\eta_g6}$	-2,51E-01
$C_{\eta_g2}$	-6,66E-03	$C_{\eta_g7}$	2,63E-02
$C_{\eta_g3}$	-1,60E-04	$C_{\eta_g8}$	3,59E-02
$C_{\eta_g4}$	2,04E-06	$C_{\eta_g9}$	-9,95E-03
$C_{\eta_g5}$	1,16E-01	$C_{\eta_g10}$	-6,34E-04

Por último, a entalpia na descarga do compressor foi calculada através de um balanço de energia no compressor (Equação (4.7)). O calor trocado entre o compressor e o ambiente foi calculado através da Equação (4.8), onde o coeficiente global de transferência de calor do compressor ( $UA_k = 1,088 \text{ W/K}$ ) foi obtido a partir dos dados dos experimentos.

$$\dot{m}(h_2 - h_1) = \dot{W}_k - \dot{Q}_k \quad (4.7)$$

$$\dot{Q}_k = UA_k(T_2 - T_{amb}) \quad (4.8)$$

## 4.2 Submodelo da linha de descarga

Após deixar o compressor, o fluido refrigerante passa pela linha de descarga, onde perde calor antes de chegar ao condensador. A quantidade de calor perdida é calculada pela Equação (4.9).

$$\dot{Q}_{ld} = UA_{ld}(T_2 - T_{amb}) \quad (4.9)$$

A condutância térmica da linha de descarga foi obtida a partir dos dados experimentais ( $UA_{ld} = 0,37 \text{ W/K}$ ). A entalpia na entrada do condensador (ponto 3) pode então ser calculada através da Equação (4.10).

$$\dot{Q}_{ld} = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (4.10)$$

### 4.3 Submodelo do condensador

Além de calcular o calor trocado pelo condensador e determinar o estado do refrigerante na saída (ponto 4), o submodelo do condensador fornece a quantidade de calor que entra nos compartimentos refrigerados através das paredes com condensador ( $\dot{Q}_{CT;cc}$ ).

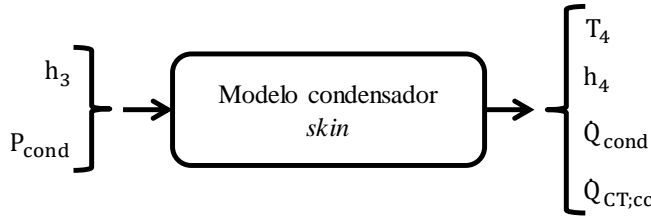


Figura 4.2 – Principais dados de entrada e saída do modelo de condensador *skin*

O modelo do condensador é o mesmo descrito no capítulo anterior, com duas pequenas alterações: foi desconsiderada a queda de pressão (assim como nos outros componentes) e foi utilizada uma discretização mais grosseira ( $\Delta z = 0,05 \text{ mm}$ ), reduzindo significativamente o tempo de convergência do modelo.

A temperatura de condensação é obtida através da Equação (4.11), e a pressão de condensação é a pressão de saturação para essa temperatura (Equação (4.12)).

$$T_4 = T_{cond} - \Delta T_{sub} \quad (4.11)$$

$$P_{cond} = P_{sat}(T_{cond}) \quad (4.12)$$

A pressão de condensação é um dado de entrada para o modelo do condensador, o que torna o processo iterativo e dependente de uma boa estimativa inicial.

#### 4.4 Submodelo do trocador de calor interno

Depois de deixar o condensador, o fluido refrigerante passa pelo tubo capilar (não modelado), onde troca calor com o vapor a baixa temperatura que sai do evaporador. O tubo capilar e a linha de sucção formam um trocador em contracorrente, cuja efetividade é definida pela razão entre o calor trocado e a máxima troca de calor possível, como mostrado na Equação (4.13).

$$\varepsilon_{ti} = \frac{\dot{Q}_{ti}}{\dot{Q}_{m\acute{a}x}} \quad (4.13)$$

A máxima troca de calor possível seria alcançada se a corrente com menor taxa de capacidade calorífica experimentasse uma variação máxima de temperatura (Incropera *et al.*, 2006). Para esse caso, essa troca máxima é calculada através da Equação (4.14), onde o calor específico é avaliado na sucção do compressor.

$$\dot{Q}_{m\acute{a}x} = \dot{m} Cp (T_4 - T_6) \quad (4.14)$$

O calor trocado no trocador interno pode então ser calculado com a Equação (4.15), onde a efetividade foi obtida a partir dos dados experimentais ( $\varepsilon_{ti} = 0,9$ ).

$$\dot{Q}_{ti} = \varepsilon_{ti} \dot{Q}_{m\acute{a}x} \quad (4.15)$$

Segundo Hermes *et al.* (2010), a transferência de calor é a principal responsável pela variação de entalpia no tubo capilar. Dessa forma, a entalpia na entrada do evaporador (ponto 5) pode ser calculada através da Equação (4.16).

$$\dot{Q}_{ti} = \dot{m}(h_4 - h_5) \quad (4.16)$$

Um balanço de energia para a linha de sucção fornece a Equação (4.17).

$$\dot{Q}_{ti} = \dot{m}(h_1 - h_6) \quad (4.17)$$

Como a entalpia  $h_6$  é calculada no submodelo do evaporador, a equação acima pode ser utilizada para a determinação da entalpia na sucção do compressor ( $h_1$ ).

#### 4.5 Submodelo do evaporador

Além de calcular a capacidade de refrigeração e o estado do fluido na saída do evaporador, o submodelo do evaporador é responsável por determinar indiretamente a pressão de evaporação.

O calor trocado no evaporador é calculado pela Equação (4.18), onde  $UA_{evap}$  é a condutância térmica do evaporador e  $T_{ret}$  é a temperatura do ar na entrada do evaporador.

$$\dot{Q}_{evap} = UA_{evap}(T_{ret} - T_{evap}) \quad (4.18)$$

A condutância térmica do evaporador é calculada através da Equação (4.19), onde os coeficientes  $C_1$ ,  $C_2$  e  $C_3$  foram obtidos a partir dos dados experimentais.

$$UA_{evap} = C_1 + C_2 T_{evap} + C_3 T_{ret} \quad (4.19)$$

A corrente de ar que passa pelo evaporador é formada por uma mistura das correntes provenientes do gabinete e do congelador. Assim, a temperatura do ar na entrada do evaporador depende da temperatura desses dois compartimentos, e é calculada através da Equação (4.20). Os coeficientes dessa equação também foram obtidos a partir dos dados experimentais.

$$T_{ret} = C_1 + C_2 T_{gb} + C_3 T_{cg} \quad (4.20)$$

A entalpia do fluido refrigerante na saída do evaporador (ponto 6) pode então ser calculada através da Equação (4.21).

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}(h_6 - h_5) \quad (4.21)$$

De maneira análoga ao que ocorre no modelo do condensador, a temperatura e a pressão de evaporação são obtidas em um processo iterativo, a partir das Equações (4.22) e (4.23).

$$T_6 = T_{evap} - \Delta T_{sup} \quad (4.22)$$

$$P_{evap} = P_{sat}(T_{evap}) \quad (4.23)$$

#### 4.6 Cálculo da carga térmica

A carga térmica imposta ao refrigerador é calculada de forma bastante semelhante àquela apresentada anteriormente, na Seção 2.8.2. Para os períodos em que o compressor está ligado, a carga térmica é composta por três parcelas: calor transferido através das paredes sem condensador, calor transferido através das paredes com condensador e potência dissipada pelo ventilador do evaporador (Equação (4.24)).

$$\dot{Q}_{CTlig} = \dot{Q}_{CT;sc} + \dot{Q}_{CT;cc} + \dot{W}_{vent} \quad (4.24)$$

Durante os experimentos foi verificado que a potência consumida pelo ventilador é aproximadamente constante (2,2W). A carga térmica proveniente das paredes com condensador é calculada no modelo do condensador *skin* e o calor transferido através das paredes sem condensador é calculado pela Equação (4.25), onde os valores para os coeficientes  $UA_{gb;sc}$  e  $UA_{cg;sc}$  foram obtidos experimentalmente, e estão apresentados na Tabela D.6.

$$\dot{Q}_{CT;sc} = UA_{gb;sc}(T_{amb} - T_{gb}) + UA_{cg;sc}(T_{amb} - T_{cg}) \quad (4.25)$$

Nos períodos em que o compressor está desligado, as paredes do condensador se arrefecem e o ventilador para de atuar. Durante esse período a carga térmica é calculada pela Equação (4.26).

$$\dot{Q}_{CT;des} = UA_{gb}(T_{amb} - T_{gb}) + UA_{cg}(T_{amb} - T_{cg}) \quad (4.26)$$

Os coeficientes  $UA_{gb}$  e  $UA_{cg}$  representam a condutância térmica através de todas as paredes de cada compartimento, e seus valores também estão apresentados na Tabela 2.7.

#### 4.7 Cálculo do consumo de energia

O consumo de energia é calculado através do método de regime permanente, apresentado na Seção 2.8.3. A fração de funcionamento é calculada pela Equação (4.27), enquanto o consumo é calculado pela Equação (4.28).

$$\tau = \frac{\dot{Q}_{CT;des}}{\dot{Q}_{evap} - (\dot{Q}_{CT;lig} - \dot{Q}_{CT;des})} \quad (4.27)$$

$$CE = \tau \cdot (\dot{W}_k + \dot{W}_{vent}) \quad (4.28)$$

No formato apresentado, a Equação (4.28) fornece o consumo de energia na forma de uma potência média consumida pelo sistema. Essa potência média tem unidades de  $[W]$ , mas pode ser facilmente convertida para unidades mais usuais de consumo de energia, como  $[kW h/mês]$  ou  $[kW h/dia]$ .

Outro importante indicador do desempenho do refrigerador é o coeficiente de performance (COP), calculado através da Equação (4.29).

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_k + \dot{W}_{vent}} \quad (4.29)$$

#### 4.8 Implementação do modelo

O modelo do condensador foi implementado no *software* EES, e o roteiro de solução está apresentado na Figura 4.3. Os submodelos dos componentes do sistema de refrigeração são interdependentes, e por isso devem ser resolvidos simultaneamente. Somente depois de obtida a convergência para esses submodelos é que são calculados a carga térmica e o consumo de energia.

A convergência só é obtida quando todas as equações apresentam um erro menor que a tolerância. De maneira geral, pode-se dizer que isso irá



ocorrer quando forem encontrados os níveis de pressão que satisfazem todas as equações. Por essa razão é importante utilizar boas estimativas iniciais para as pressões de evaporação e condensação.

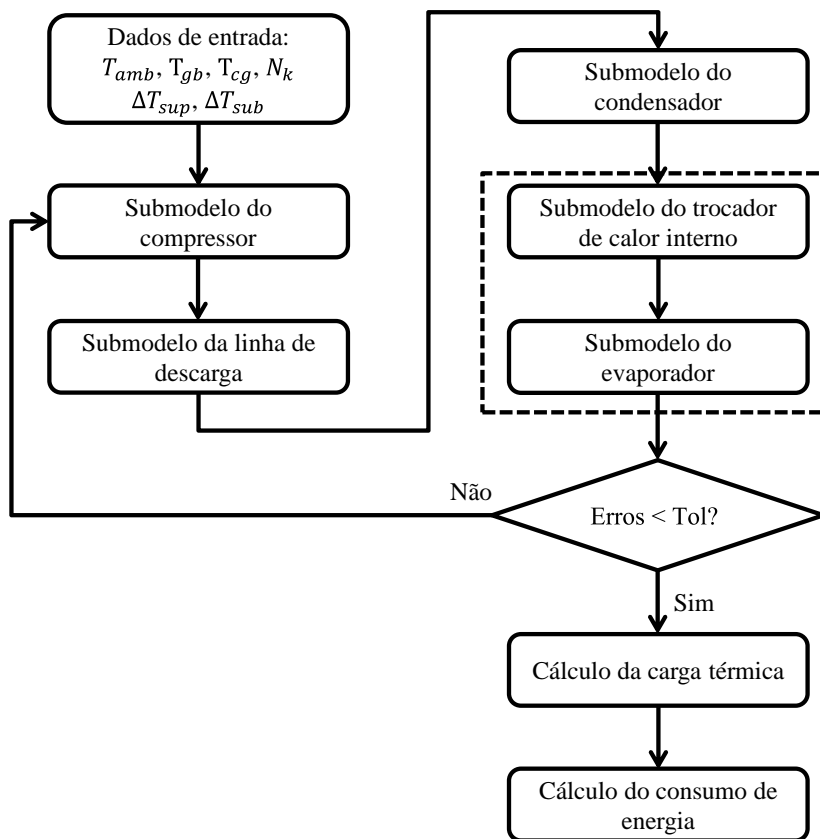


Figura 4.3 - Esquema de solução para o modelo do refrigerador

## 5 RESULTADOS

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos durante a realização de cada uma das etapas do trabalho. A primeira seção apresenta os resultados experimentais, separando-os em três grupos: resultados dos 16 testes referentes ao planejamento fatorial, resultados das medições com a câmera termográfica e uma comparação experimental entre o condensador *skin* e um condensador do tipo arame sobre tubo. As duas seções seguintes mostram as análises realizadas com os modelos do condensador *skin* e do sistema de refrigeração, tomando-se por base uma condição pré-estabelecida (caso padrão), baseada nas recomendações da norma ISO 15502 (2007). O modelo do condensador foi utilizado para estudar aspectos da transferência de calor para o caso padrão, e também para realizar uma análise de sensibilidade. O modelo do refrigerador, por sua vez, foi utilizado para analisar o efeito de diversos parâmetros do condensador e de alguns parâmetros operacionais sobre a carga térmica e o consumo de energia do refrigerador. Além da análise de sensibilidade, o modelo do refrigerador foi utilizado ainda para uma avaliação de três propostas de circuitos alternativos para a tubulação do condensador *skin*.

### 5.1 Resultados Experimentais

#### 5.1.1 Projeto fatorial

Os resultados de cada um dos ensaios experimentais são apresentados no APÊNDICE F. Nessa seção esses resultados são apresentados na forma gráfica, ilustrando o comportamento das principais variáveis em relação à vazão mássica e também o efeito de cada parâmetro operacional (projeto fatorial).

A Figura 5.1 mostra os resultados obtidos para a taxa de dissipação de calor no condensador. Na Figura 5.1a pode-se observar que a vazão mássica se manteve entre 1,2 kg/h e 1,7 kg/h, e o calor trocado entre 100 W e 160 W. Pode-se notar ainda a forte correlação entre essas duas variáveis, já que a capacidade diretamente proporcional à vazão mássica. A Figura 5.1b mostra a análise de efeito, derivada do projeto fatorial. Ela ilustra o efeito de cada um dos parâmetros independentes do experimento sobre a taxa de dissipação de calor (parâmetro dependente). Assim, pode-se dizer que as temperaturas do ambiente e do gabinete possuem um efeito pequeno sobre o calor trocado,

enquanto a rotação do compressor e a temperatura do congelador exercem um efeito mais forte. A rotação do compressor tem influência direta sobre a vazão mássica, e, conseqüentemente, tem um impacto expressivo sobre diversos parâmetros do sistema de refrigeração, incluindo a capacidade do condensador. A temperatura do congelador, por sua vez, exerce um efeito mais indireto. A elevação dessa temperatura provoca um aumento na temperatura de evaporação, fazendo com que o compressor consiga fornecer maior vazão mássica, aumentando o calor trocado no condensador.

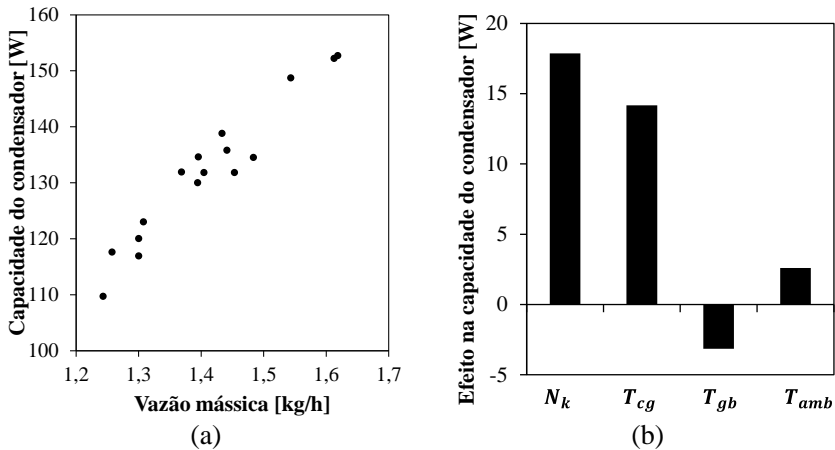


Figura 5.1 – Taxa de dissipação de calor no condensador: pontos experimentais (a) e análise do projeto fatorial (b)

A Figura 5.2 mostra que o calor rejeitado para os compartimentos internos (Equação (2.15)) representa uma parcela entre 30% e 40% de todo o calor trocado no condensador. Percebe-se também que essa parcela é maior para os testes com temperatura ambiente mais elevada (testes de 1 a 8).

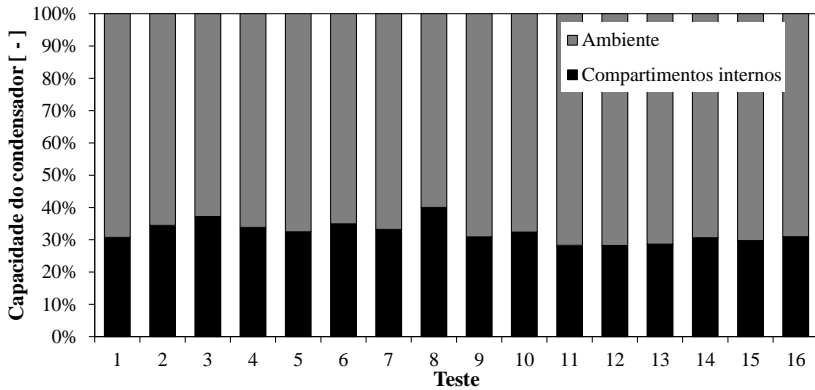


Figura 5.2 - Calor transferido para o ambiente e para os compartimentos internos

A Figura 5.3a mostra que a temperatura de condensação se manteve entre 40°C e 55°C durante os experimentos. A Figura 5.3b mostra que a temperatura ambiente é o parâmetro com maior influência sobre a temperatura de condensação, seguida pela rotação do compressor. Após uma elevação na temperatura ambiente, a temperatura de condensação também eleva, mantendo um  $\Delta T$  adequado e fazendo com que todo o sistema de refrigeração encontre uma nova situação de equilíbrio.

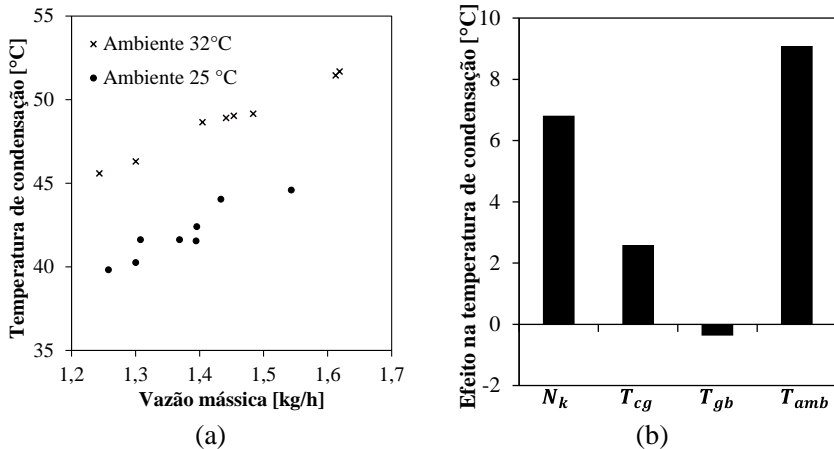


Figura 5.3 - Temperatura de condensação: pontos experimentais (a) e análise do projeto fatorial (b)

A Figura 5.4 mostra que as temperaturas na entrada do condensador são maiores que as temperaturas de condensação, garantindo assim um superaquecimento do fluido refrigerante na região de entrada. De maneira similar, as temperaturas na saída são menores que a temperatura de condensação, proporcionando assim um grau de sub-resfriamento na região de saída (Figura 5.4b).

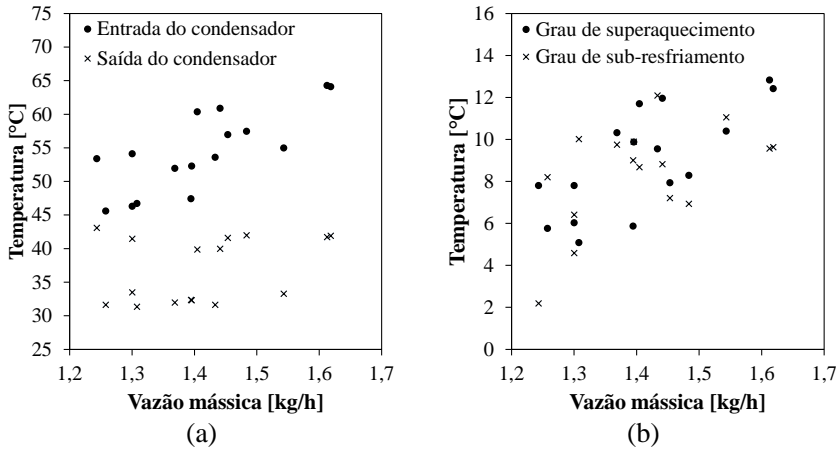


Figura 5.4 - Resultados para o calor temperatura de entrada e saída do condensador (a) e graus de superaquecimento e sub-resfriamento (b)

A Figura 5.5 mostra a carga térmica imposta ao refrigerador, calculada a partir da Equação (2.13). Como esperado, o parâmetro com maior efeito sobre a carga térmica é a temperatura ambiente. Outro parâmetro relevante é a temperatura do gabinete, já que esse compartimento apresenta uma grande área superficial. É interessante notar que esse efeito é negativo, indicando que a carga térmica diminui com o aumento da temperatura do compartimento. O efeito da temperatura do congelador foi menor que o esperado. Uma razão para esse efeito reduzido pode ser a maior espessura de isolamento térmico na região do congelador. Além disso, pode estar ocorrendo uma influência indireta, já que a temperatura do congelador afeta diversos parâmetros do sistema de refrigeração, conforme verificado nos resultados anteriores.

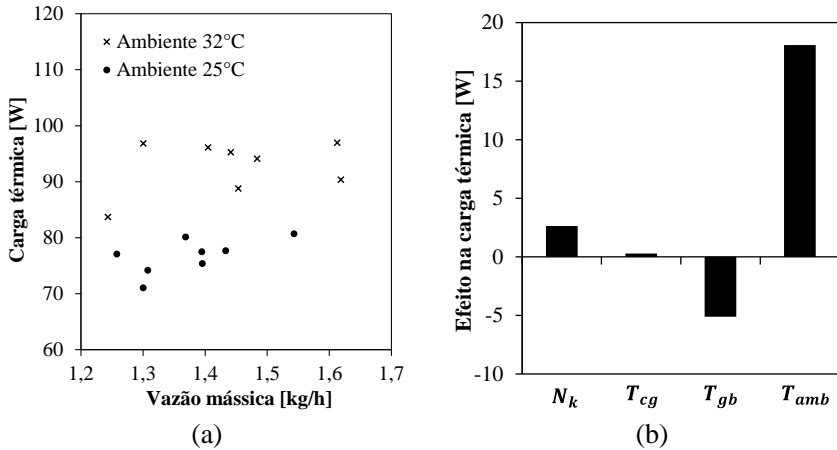


Figura 5.5 - Resultados para a carga térmica total: pontos experimentais (a) e análise do projeto fatorial (b)

A Figura 5.6 mostra a distribuição da carga térmica entre as paredes com e sem condensador, calculadas a partir das Equações (2.14) e (2.15). Percebe-se que as paredes com condensador *skin*, que respondem por 40% da condutância térmica do refrigerador (Tabela 2.7), são responsáveis por cerca de 50% da carga térmica total. Isso indica que o efeito da presença do condensador sobre a carga térmica não é tão grande quanto se poderia imaginar.

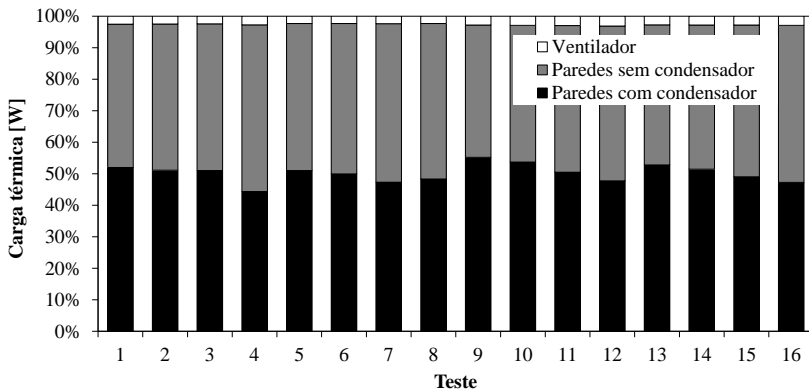


Figura 5.6 – Carga térmica provenientes das paredes com e sem condensador

Os resultados da Figura 5.7 mostram que foram registrados valores entre 50% e 80% para a fração de funcionamento do compressor. A fração de funcionamento depende basicamente do balanço entre a capacidade de refrigeração e a carga térmica, conforme Equação (2.20). Um aumento na rotação do compressor provoca um aumento na carga térmica, mas também na capacidade de refrigeração, provocando uma redução da fração de funcionamento. O parâmetro, porém, que mais afeta a fração de funcionamento é a temperatura ambiente, já que ela aumenta de forma expressiva a carga térmica.

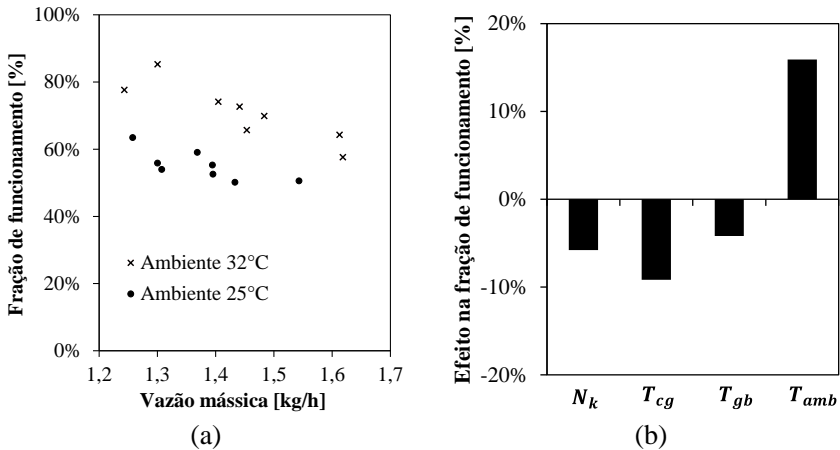


Figura 5.7 - Fração de funcionamento: pontos experimentais (a) e análise do projeto fatorial (b)

A Figura 5.8 deixa claro que a rotação é o parâmetro com maior efeito sobre a potência consumida pelo compressor. Como as temperaturas do congelador e do ambiente afetam indiretamente a vazão mássica, elas exercem também algum efeito sobre essa potência. O efeito da temperatura do gabinete, por sua vez, pode ser desprezado.

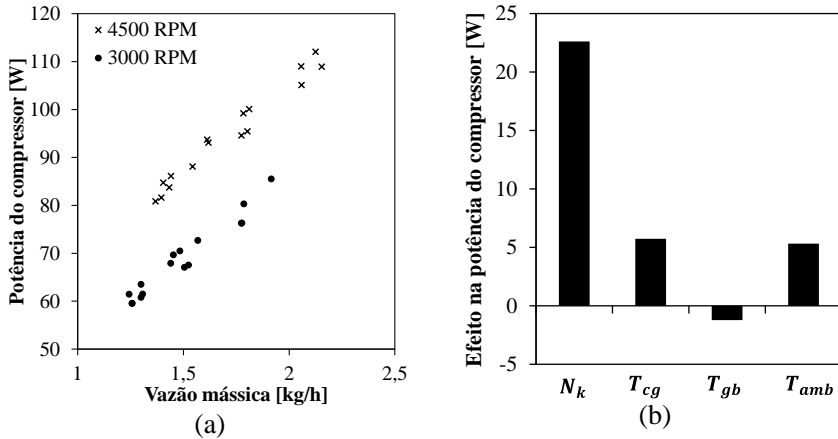


Figura 5.8 - Potência do compressor: pontos experimentais (a) e análise do projeto fatorial (b)

O consumo de energia do refrigerador, ilustrado na Figura 5.9, foi calculado a partir da Equação (2.22), e reúne, em uma única variável, o efeito da potência consumida pelo compressor e da carga térmica (através da fração de funcionamento). Conforme esperado, os principais fatores que influenciam o consumo de energia são os mesmos fatores que afetam a potência do compressor e a carga térmica: a rotação do compressor e a temperatura ambiente.

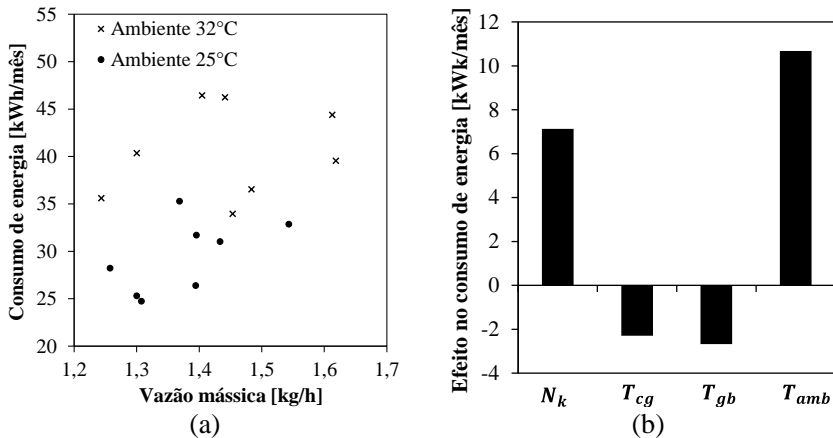


Figura 5.9 - Consumo de energia do refrigerador: pontos experimentais (a) e análise do projeto fatorial (b)



### 5.1.2 Medições termográficas

As imagens termográficas do refrigerador foram registradas durante dois testes preliminares. O primeiro desses testes foi realizado com o ambiente a 32°C, com a válvula micrométrica totalmente aberta e com uma rotação de 4000RPM. No segundo teste apenas a temperatura ambiente foi modificada, passando para 25°C. Devido às restrições de espaço, foram feitas somente imagens da parede esquerda, onde fica a região de entrada do condensador.

A Figura 5.10 ilustra o trajeto dos tubos do condensador nas duas condições. Nos dois testes, o ponto mais quente é aquele que corresponde à região de entrada do condensador (canto inferior direito), enquanto os mais frios são aqueles perto das portas dos compartimentos, indicando que existe vazamento de ar através das gaxetas. As temperaturas máxima, mínima e média para cada um dos testes estão apresentadas na Tabela 5.1. A figura mostra ainda que o último trecho de tubo na parede esquerda (região superior) não pode ser identificado com facilidade, o que indica um contato ruim entre o tubo e a chapa externa.

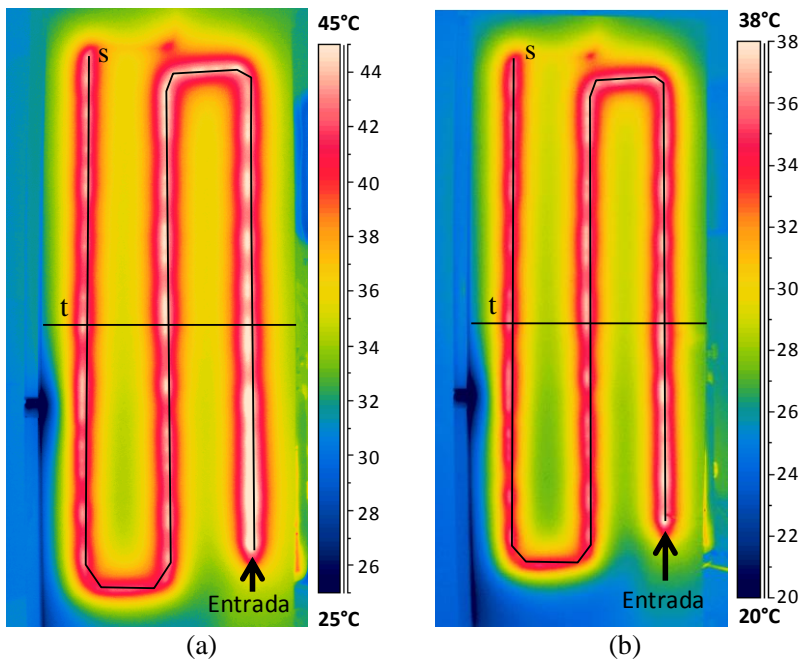


Figura 5.10 - Imagens termográficas com ambiente a 32°C (a) e a 25°C (b)

Tabela 5.1 - Temperaturas mínimas, máximas e médias registradas na parede do condensador em cada teste

$T_{amb}$ [°C]	$T_{min}$ [°C]	$T_{max}$ [°C]	$T_{med}$ [°C]
32	18,1	47,7	37,3
25	19,1	38,6	30,1

A Figura 5.11 mostra os perfis de temperatura ao longo do caminho “s” e da reta “t”, indicados na Figura 5.10. A Figura 5.11a exibe a diferença entre a temperatura superficial e a temperatura ambiente ao longo do comprimento do tubo, onde se pode notar que essa diferença de temperatura tende a diminuir ao longo do condensador, como consequência da queda de pressão no fluido refrigerante. A grande oscilação registrada nos dois testes mostra que o contato entre o tubo e a parede é mais efetivo em algumas regiões que em outras. A Figura 5.11b mostra o perfil de temperatura ao longo da reta “t”, que percorre a parede do refrigerador de maneira transversal aos tubos. Os picos indicam a localização dos tubos. O fato de os vales ficarem localizados no ponto médio entre os tubos indica que o gradiente de temperaturas nessa região é desprezível, confirmando uma das hipóteses do modelo do condensador. Essa hipótese, porém, não se mostra apropriada para a região das bordas da parede, onde o gradiente de temperatura não é nulo.

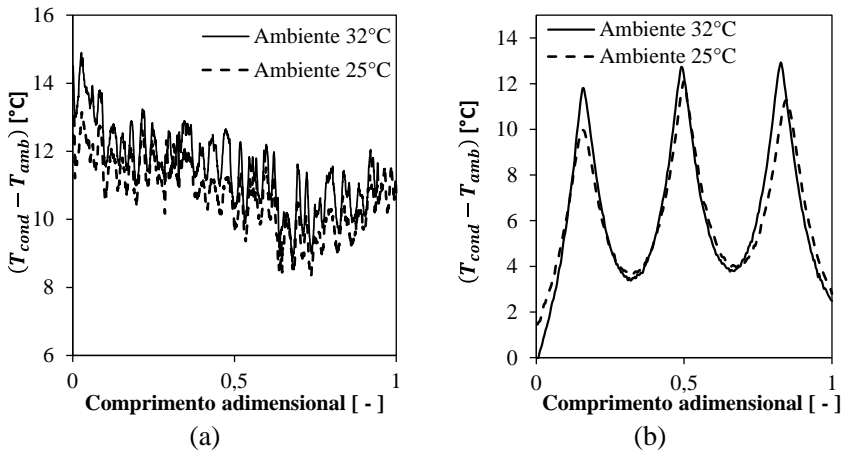


Figura 5.11 - Temperatura ao longo do caminho "s" (a) e da reta "t" (b)

### 5.1.3 Comparação com um condensador arame sobre tubo

Os experimentos realizados revelaram diversas características e particularidades dos condensadores *skin*. Mas, afinal, qual é a diferença de desempenho entre um refrigerador que utiliza um condensador *skin* e um que utiliza um condensador do tipo arame sobre tubo? Para responder a essa questão, o condensador do refrigerador foi substituído por um condensador arame sobre tubo (Figura 5.12). Todos os outros componentes e condições operacionais foram mantidos iguais. Dessa forma, a diferença entre os resultados obtidos se deve somente à influência do condensador.



Figura 5.12 - Refrigerador com condensador arame sobre tubo

O condensador utilizado é formado por 25 fileiras de tubo e 41 pares de arame. Esse condensador pertencia originalmente a um refrigerador com características semelhantes ao refrigerador empregado nos testes, proporcionando uma combinação adequada entre o condensador e os outros componentes do sistema de refrigeração. A Tabela 5.2 apresenta as propriedades construtivas de cada um dos condensadores utilizados.

Tabela 5.2 – Propriedades dos condensadores *skin* e arame sobre tubo

	<i>Skin</i>	Arame sobre tubo
Comprimento de tubo	10,73 m	12,5 m
Diâmetro interno do tubo	2,7 mm	3,6 mm
Área interna (tubo)	0,09 m <sup>2</sup>	0,14 m <sup>2</sup>
Área de transferência de calor		
Ambiente externo	3,42 m <sup>2</sup>	0,62 m <sup>2</sup>
Compartimentos	2,09 m <sup>2</sup>	-
Material utilizado	14,1 kg*	1,65 kg

\* 0,65 kg correspondentes ao tubo e 13,45 kg correspondentes ao revestimento de aço das paredes.

Essa tabela mostra que, apesar do menor comprimento de tubo, o condensador *skin* apresenta uma área de transferência de calor bastante elevada, já que inclui as paredes externas e internas do refrigerador. Se o material do revestimento de aço do refrigerador for desconsiderado, o condensador *skin* é 2,5 vezes mais leve que o condensador arame sobre tubo. Apesar da diferença do volume interno dos condensadores, foi utilizada a mesma quantidade de fluido refrigerante nos dois experimentos.

Após a substituição do condensador realizou-se um teste em regime permanente, seguindo os mesmos procedimentos adotados para os ensaios anteriores. As condições utilizadas foram as mesmas empregadas no ensaio 16 da Tabela 2.5: temperatura ambiente de 32°C, gabinete e congelador respectivamente em 5°C e -20°C, e compressor em 3000 RPM.

A Figura 5.13 compara a capacidade do condensador, a temperatura de condensação e a carga térmica total imposta ao refrigerador, resultantes da utilização dos dois trocadores. A Figura 5.13a mostra que, apesar da grande diferença de área, a capacidade do condensador *skin* é apenas 3,7% superior a do condensador arame sobre tubo. A figura mostra também que a temperatura de condensação e a carga térmica imposta ao refrigerador são praticamente iguais para os dois condensadores. Isso indica que o condensador *skin* não tem uma influência muito forte sobre a carga térmica, reforçando as conclusões da Figura 5.6.

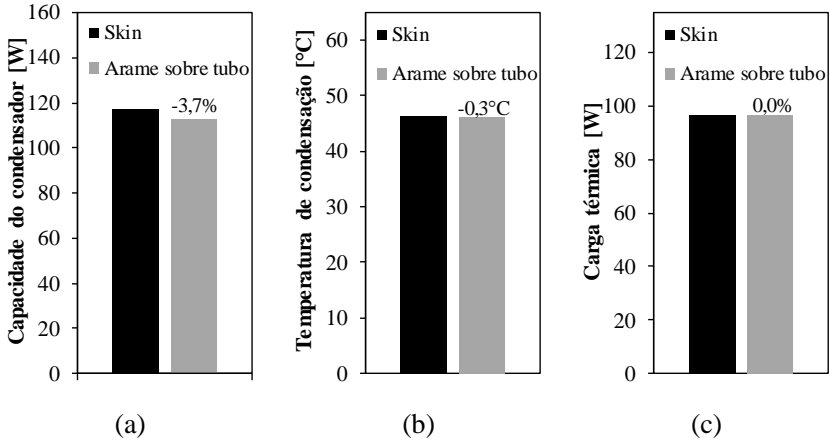


Figura 5.13 - Comparação com arame sobre tubo: capacidade do condensador (a) e temperatura de condensação (b) e carga térmica sobre o refrigerador (c)

A Figura 5.14 mostra que os resultados também foram similares em termos de potência consumida, coeficiente de performance e consumo de energia.

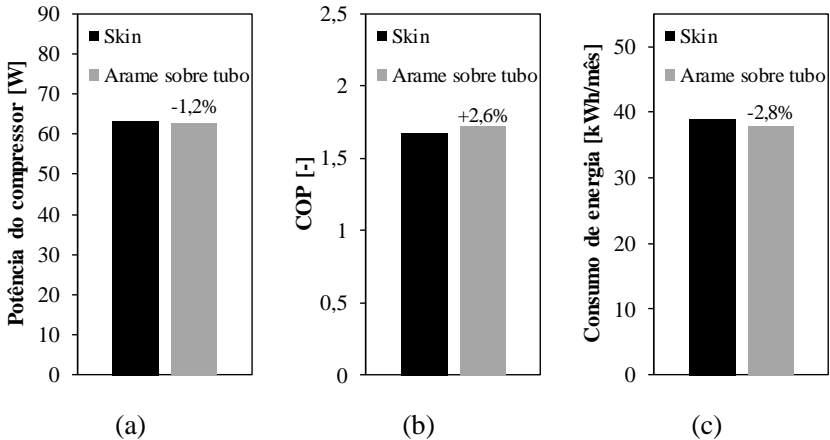


Figura 5.14 - Comparação com arame sobre tubo: potência do compressor (a), COP (b) e consumo de energia (c)

De maneira geral, o teste realizado mostrou que o desempenho dos dois condensadores é bastante similar. Para uma análise mais completa, porém,

seriam necessários mais testes, abrangendo diferentes condições de operação, e com a realização de um ajuste de carga de fluido refrigerante para cada condensador. É interessante notar também que, apesar do condensador *skin* apresentar uma maior taxa de transferência de calor, o desempenho do refrigerador foi melhor com o condensador arame sobre tubo. Isso reforça a importância de estudar não apenas o condensador em si, mas todo o sistema de refrigeração.

## 5.2 Modelo do condensador

Em um primeiro momento, o modelo matemático do condensador *skin* foi validado, comparando os valores calculados com os obtidos experimentalmente. Além da capacidade total do condensador, esse exercício foi realizado com a carga térmica através das paredes com condensador e com a queda de pressão ao longo do condensador. Após a validação, o modelo foi utilizado para simular o caso padrão (descrito mais a frente), permitindo uma análise detalhada da transferência de calor no condensador. Na sequência, realizou-se uma análise de sensibilidade com base no projeto fatorial, quando se identificou a influência de cada um dos dados de entrada sobre a taxa de transferência de calor no condensador. Por fim, realizou-se outra análise de sensibilidade, dessa vez para avaliar os efeitos de parâmetros intrínsecos ao modelo, como o tamanho do elemento utilizado na discretização do condensador e as resistências térmicas de contato entre o tubo, a fita e a chapa externa.

### 5.2.1 Validação do modelo do condensador

A Figura 5.15 compara os resultados do modelo com os resultados experimentais. Além dos testes do projeto fatorial, foram incluídos resultados obtidos em testes preliminares, que incluem ensaios com temperatura ambiente de 43°C, resultando em temperaturas de condensação de até 63°C. Pode-se observar que para todos os testes o modelo foi capaz de prever o calor trocado no condensador com um erro inferior a 5%. De maneira geral, a capacidade calculada pelo modelo tende a ser um pouco menor que a capacidade experimental. Isso se deve em parte ao cálculo da perda de carga (ilustrado a seguir), que superestima a queda de pressão no condensador, resultando em uma temperatura média de condensação mais baixa.

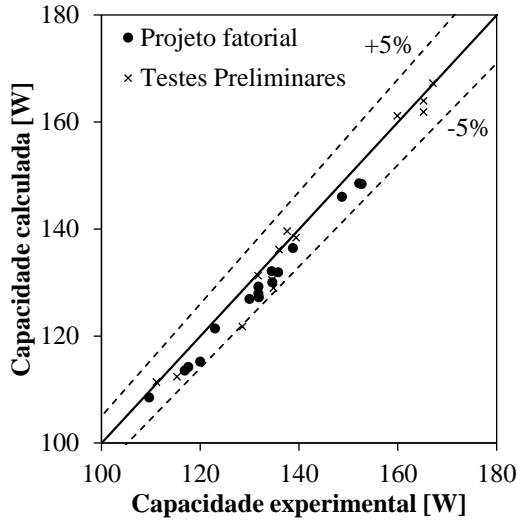


Figura 5.15 - Capacidade do condensador: projeto fatorial e testes preliminares

Além do calor total, a carga térmica imposta pelo condensador ( $\dot{Q}_{CT;cc}$ ) foi também comparada com os resultados experimentais (ver Figura 5.16). Os resultados foram considerados satisfatórios, já que o modelo foi capaz de prever a carga térmica com um erro inferior a 15% para 87,5% dos testes.

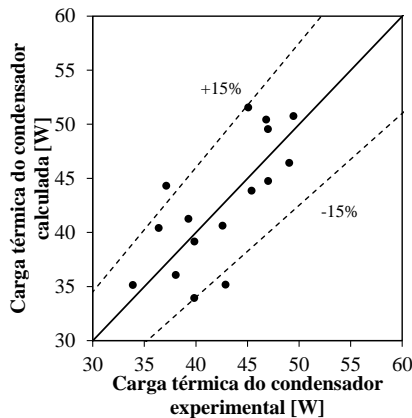


Figura 5.16 - Carga térmica imposta pelo condensador

A Figura 5.17 mostra que a queda de pressão calculada pelo modelo foi muito maior que os valores registrados nos experimentos. Foram testadas diversas correlações apresentadas por Dalkilic e Wongwises (2009), mas nenhuma delas apresentou resultados melhores que a correlação utilizada. É recomendado, no entanto, a utilização de um método mais apropriado para a medição da pressão diferencial no condensador, já que a queda de pressão experimental foi calculada a partir das pressões absolutas medidas na entrada e na saída do trocador de calor. Um procedimento mais adequado seria a utilização um transdutor de pressão diferencial, mais adequado para medições de pequenas diferenças de pressão.

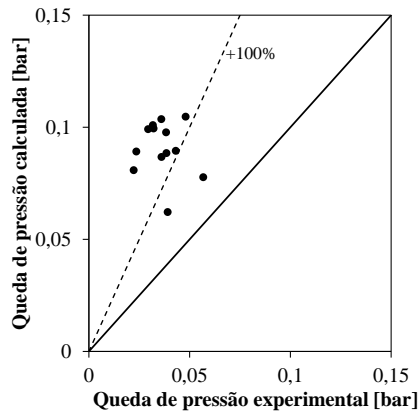


Figura 5.17 – Queda de pressão no condensador

### 5.2.2 Estudo de caso: caso padrão

O caso padrão consiste em uma condição de operação específica, que servirá como base para as análises realizadas. Para essa condição foram utilizados os valores de 3000RPM para a rotação do compressor, 32°C para a temperatura ambiente, 5°C para a temperatura do gabinete e -18°C para a temperatura do congelador (temperaturas recomendadas pela norma ISO 15502 (2007) para testes de consumo de energia em países tropicais). Além disso, os graus de superaquecimento na entrada do condensador e de sub-resfriamento na saída do evaporador foram fixados respectivamente em 10°C e 5°C. Os dados de entrada para o modelo do condensador foram obtidos a partir da simulação do refrigerador para o caso padrão: vazão mássica de 1,38 kg/h, temperatura de 54,1°C e pressão de 6,29 bar na entrada do condensador.



Para essas condições a taxa de dissipação de calor no condensador foi de 120,7 W. A Figura 5.18a mostra que da transferência líquida de calor através das paredes com condensador, 59% foi transferido para o ambiente, enquanto 41% foi transferido para os compartimentos refrigerados. Já a Figura 5.18b mostra que de todo o calor trocado, 86% foi transferido através da fita, enquanto apenas 14% foi transferido através do contato entre a chapa e o tubo. Esse resultado é bem diferente daquele obtido através das simulações em volumes finitos, onde mais de 70% do calor era transferido através do contato direto. A principal razão para essa diferença é que o estudo em volumes finitos não levou em consideração nenhuma resistência de contato.

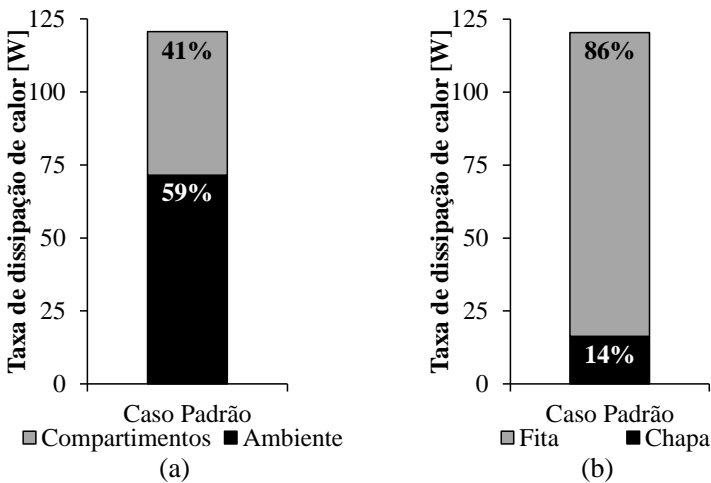


Figura 5.18 - Capacidade do condensador para o caso padrão

A Figura 5.19 mostra o perfil de temperatura ao longo do condensador. Ao entrar no condensador o fluido refrigerante está superaquecido, mas é rapidamente resfriado até a temperatura de saturação. A partir desse ponto inicia-se o processo de transição da fase vapor para a fase líquida, e a temperatura do refrigerante cai lentamente, como resultado apenas da queda de pressão ao longo do condensador. Somente no final do condensador, quando o refrigerante já se encontra no estado de líquido sub-resfriado é que sua temperatura volta a cair mais rapidamente.

Essa figura mostra ainda a temperatura na cavidade, a temperatura no contato entre a chapa e o tubo, a temperatura média na chapa e a temperatura

do ambiente. As siglas PE, PS, e PD, indicam respectivamente as paredes esquerda, superior e direita. Nas paredes direita e esquerda a temperatura média da chapa é cerca de  $35^{\circ}\text{C}$ , já na parede superior a temperatura média se aproxima da temperatura ambiente. Isso ocorre principalmente por conta da baixa densidade de tubos na parede superior, que faz com que a largura média de aleta nessa parede seja bastante superior às das paredes laterais.

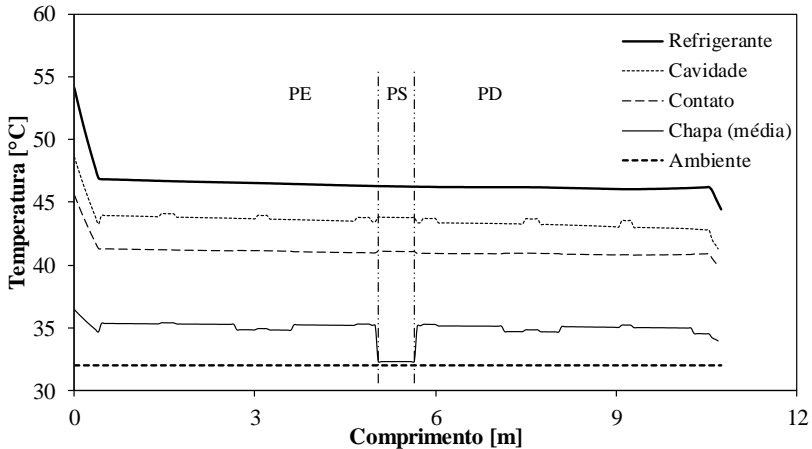


Figura 5.19 - Temperaturas ao longo do condensador

A Figura 5.20a mostra o perfil de temperatura da chapa para um elemento localizado na parede direita e outro na parede superior. Na parede superior os pontos mais afastados do tubo chegam a apresentar temperaturas mais baixas que o ambiente. Dessa forma o calor é transferido da parede para o ambiente nas proximidades do tubo, e do ambiente para a parede nas extremidades do elemento. Os símbolos I, II e III representam os segmentos da chapa e da fita, conforme apresentado anteriormente nas Tabelas 4.2 e 4.3.

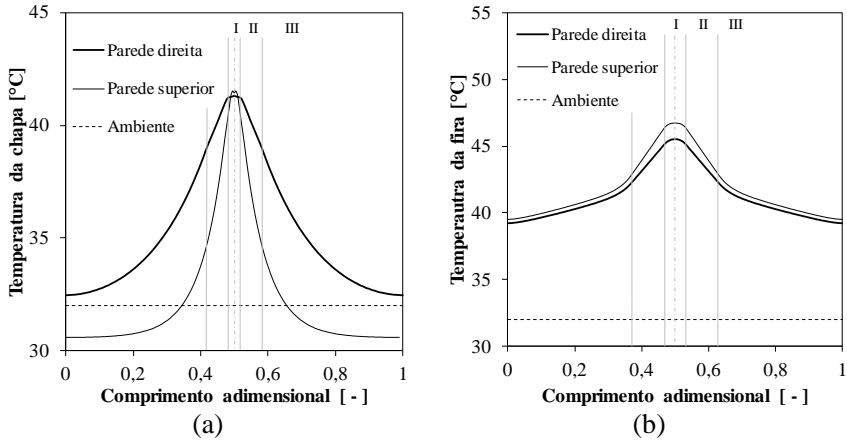


Figura 5.20 - Perfil de temperatura para a chapa (a) e para a fita (b)

A Figura 5.21 mostra a taxa de transferência de calor por metro de tubo do condensador. Ela indica que a transferência de calor é elevada na região de entrada, mas cai rapidamente à medida que a temperatura do fluido refrigerante se aproxima da temperatura de saturação. Depois de atingida a saturação, a transferência de calor permanece em um patamar bem definido, com pequenas variações pontuais e uma tendência de queda mais suave, consequência da queda de pressão ao longo do condensador.

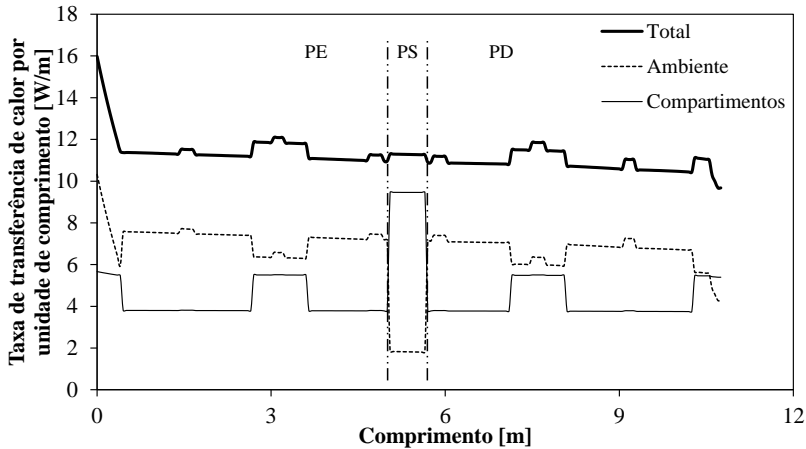


Figura 5.21 - Calor transferido para o ambiente e para os compartimentos por unidade de comprimento

A mesma figura mostra ainda que nas paredes laterais a maior parte do calor é rejeitada para o ambiente, enquanto na parede superior a maior parte do calor é transferida para os compartimentos. Como nas extremidades da parede superior o calor está sendo transferido do ambiente para a parede (Figura 5.20a), a transferência líquida de calor para o ambiente nessa parede acaba sendo pequena. É interessante notar que a transferência de calor para o ambiente poderia até mesmo ser negativa, significando que a transferência do ambiente para a parede é maior que no sentido oposto.

Ainda na Figura 5.21, nota-se que a taxa de transferência de calor apresenta algumas variações na forma de degraus. Os degraus pequenos, que se manifestam principalmente no calor trocado com o ambiente, representam os trechos onde o tubo se encontra na posição horizontal. A pequena elevação da taxa de transferência de calor nesses trechos está associada principalmente ao aumento do coeficiente de convecção no interior do tubo. Existem ainda alguns degraus maiores, que podem ser identificados com mais clareza no calor trocado com os compartimentos. Esses representam os trechos nos quais o tubo passa pela região do congelador. A temperatura interna mais baixa provoca um aumento na transferência de calor para os compartimentos e uma diminuição no calor trocado com o ambiente.

A Figura 5.22 traz novamente a taxa de transferência de calor por unidade de comprimento, mas, dessa vez, destacando as parcelas transferidas através da fita, da cavidade e do contato entre o tubo e a chapa. Os resultados mostram que o calor trocado através da cavidade é insignificante em todo o condensador, mas a relação entre as parcelas trocadas através da fita e da chapa depende do tipo de escoamento no interior do tubo. No trecho inicial, onde o fluido refrigerante se encontra no estado de vapor superaquecido, as taxas de transferência de calor através da fita e da chapa são praticamente iguais. Na região de escoamento bifásico, porém, a maior parte do calor é trocado através da fita. Essa situação se inverte na região de líquido sub-resfriado, onde cerca de 77% do calor é transferido através do contato entre o tubo e a chapa.

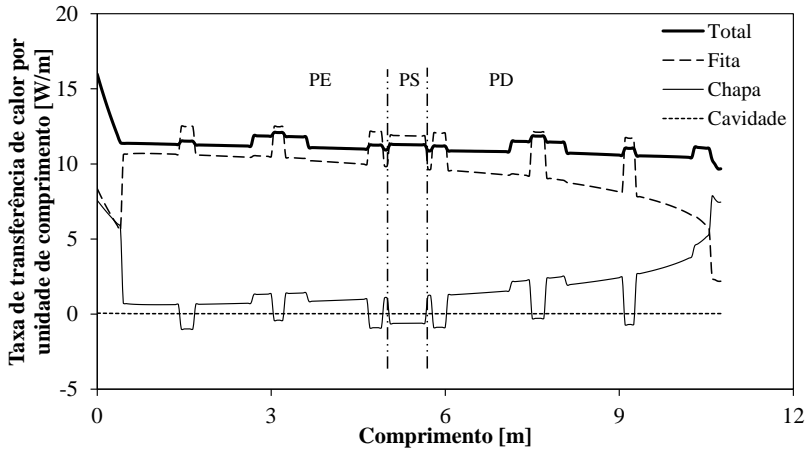


Figura 5.22 - Calor transferido através da fita, da chapa e da cavidade por unidade de comprimento

É interessante notar que em alguns trechos do trocador a transferência de calor através do contato com a chapa apresenta valores negativos. Isso acontece quando o gradiente de temperatura é negativo na região de contato. A Figura 5.23 mostra um perfil de temperatura com tal característica.

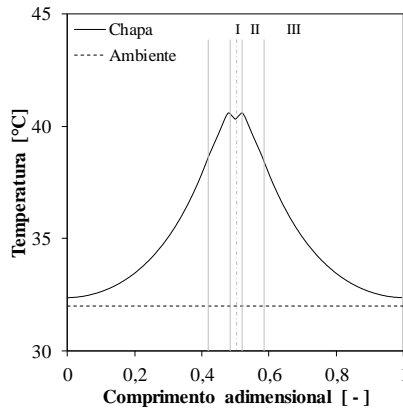


Figura 5.23 - Perfil de temperatura na chapa quando o calor transferido através do contato é negativo

Nesses casos a temperatura da chapa nas vizinhanças do contato é maior que a temperatura no próprio contato. Essa situação não representa o fenômeno real, e indica que o balanço de energia utilizado para o cálculo da temperatura de contato (Equação (3.35)) não representa bem o que acontece na prática. Se esse balanço levasse em consideração o calor que chega até a região de contato através da própria chapa, esse problema provavelmente seria eliminado.

A Figura 5.24 mostra que o coeficiente de transferência de calor entre a parede externa e o ambiente não sofre grandes alterações ao longo do condensador. Essa figura indica ainda que mais de 80% do calor trocado com o ambiente é transferido através do processo de radiação.

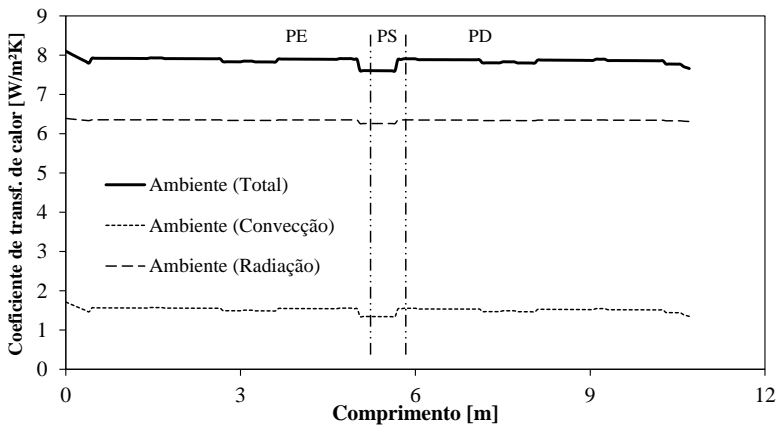


Figura 5.24 - Coeficientes de transferência de calor entre a chapa e o ambiente externo

O coeficiente de convecção no interior do tubo (Figura 5.25) permite distinguir as regiões de escoamento monofásico, nas extremidades do condensador, e a região de escoamento bifásico, onde o coeficiente é mais elevado. O coeficiente de convecção apresenta alguns picos, que correspondem aos trechos onde o tubo está orientado na posição horizontal. Nesses trechos o escoamento é classificado como estratificado, e o coeficiente de convecção é calculado através da Equação (3.61). É válido lembrar que essa equação é uma função da diferença entre a temperatura de saturação e a temperatura da parede do tubo ( $\Delta T_{sat;tub}$ ), cujo valor foi prescrito no modelo. Apesar do valor de  $\Delta T_{sat;tub}$  influenciar de maneira significativa o coeficiente de transferência de calor, o efeito sobre a taxa de transferência de calor é desprezível.

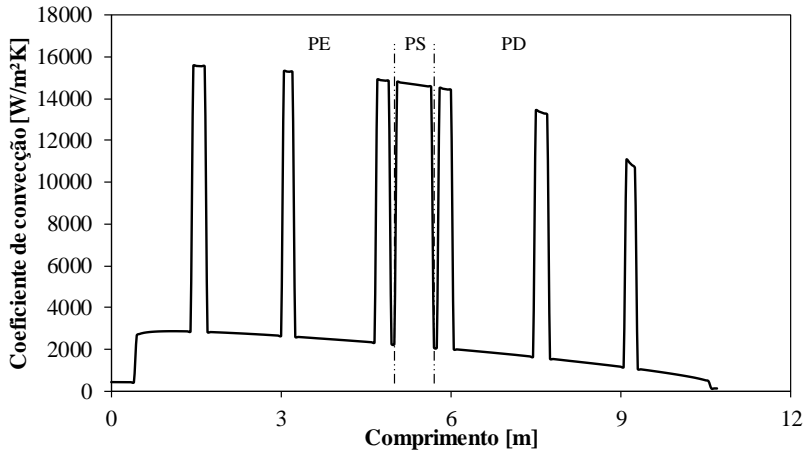


Figura 5.25 - Coeficiente de convecção no interior do tubo

Para o caso padrão, a queda de pressão ao longo do condensador foi de 0,1 bar. A Figura 5.26 mostra que, apesar da tendência de queda, existe uma recuperação parcial da pressão na região final do condensador.

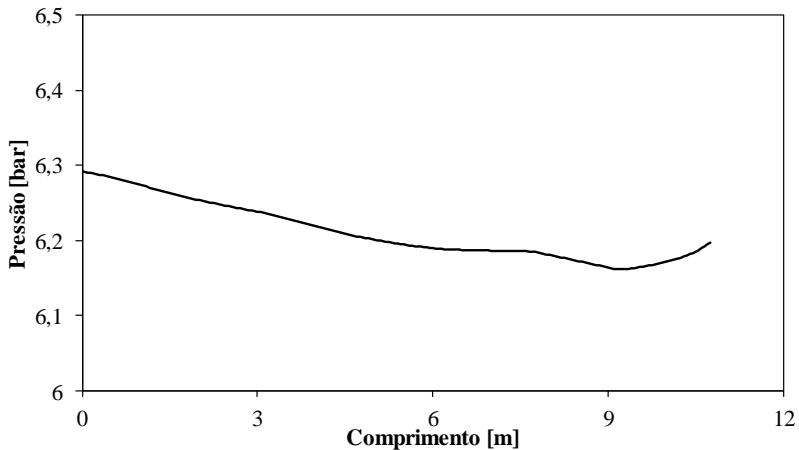


Figura 5.26 - Pressão ao longo do condensador

Para entender esse comportamento, é preciso analisar cada uma das parcelas da queda de pressão ao longo do condensador (Figura 5.27). Percebe-

se que a desaceleração que o fluido refrigerante sofre durante o processo de condensação tem efeito desprezível sobre a pressão, e que a queda de pressão é dominada pela gravidade e pelo atrito. Enquanto a parcela de atrito apresenta sempre valores negativos, indicando uma queda de pressão, a parcela gravitacional alterna entre valores positivos e negativos.

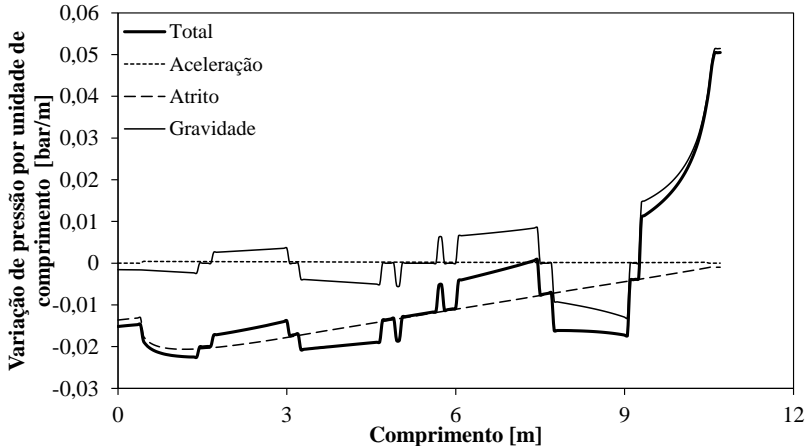


Figura 5.27 - Parcelas de queda de pressão ao longo do condensador

A parcela gravitacional da variação da pressão está associada ao peso da coluna de fluido refrigerante, que aumenta à medida que ocorre a condensação. Como no último trecho do condensador o escoamento é vertical descendente, o peso da coluna de líquido é que provoca a recuperação de pressão identificada na Figura 5.26.

### 5.2.3 Efeito dos parâmetros operacionais

Diversos parâmetros operacionais, como a temperatura ambiente e a temperatura de condensação, afetam a taxa de transferência de calor no condensador. Com o auxílio do modelo desenvolvido, foi possível avaliar os efeitos de alguns desses parâmetros, tanto sobre o calor total trocado pelo condensador como sobre o calor transferido para os compartimentos internos. A mesma abordagem utilizada na análise dos resultados experimentais foi utilizada para avaliar a sensibilidade do modelo com relação às variáveis operacionais. Foram investigados os efeitos da vazão mássica de fluido refrigerante, da temperatura de condensação, do grau de superaquecimento na



entrada do condensador, da temperatura ambiente e das temperaturas do gabinete e do congelador. Seguindo a metodologia adotada, foram atribuídos dois níveis para cada parâmetro (Tabela 5.3), e avaliadas todas as combinações entre esses níveis.

Tabela 5.3 - Variáveis e níveis investigados na análise do modelo

Variável	-	+
$\dot{m}$	1 kg/h	2 kg/h
$T_{cond}$	45°C	50°C
$\Delta T_{sup}$	5°C	10°C
$T_{amb}$	25°C	32°C
$T_{gb}$	5°C	10°C
$T_{cg}$	-20°C	-15°C

A Figura 5.28a ilustra os efeitos de cada um desses parâmetros sobre a capacidade do condensador. Percebe-se que as variáveis que mais afetam o calor total trocado no condensador são a vazão mássica, a temperatura de condensação e a temperatura ambiente.

A Figura 5.28b, por sua vez, mostra a influência desses parâmetros sobre o calor transferido para os compartimentos internos, mostrando que um aumento na temperatura ambiente ou uma diminuição nas temperaturas dos compartimentos são os fatores que mais contribuem para o aumento da carga térmica.

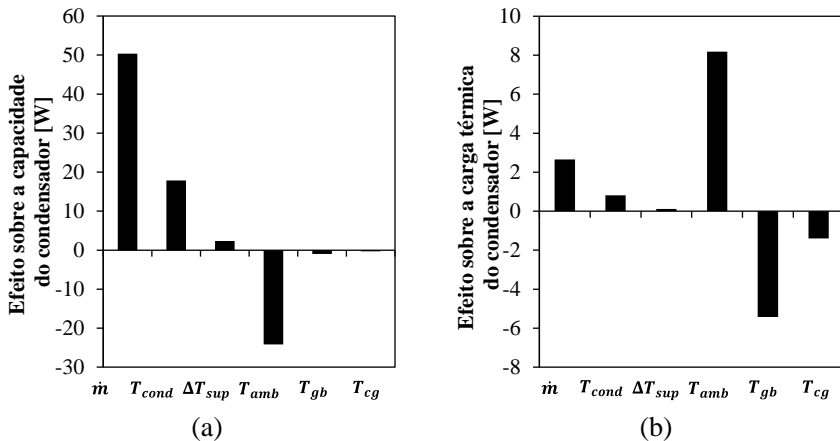


Figura 5.28 – Efeitos dos parâmetros operacionais sobre as previsões do modelo

É interessante notar que quando a vazão mássica passa de 1 kg/h para 2 kg/h, a capacidade do condensador sofre um aumento de 50W, mas o calor transferido para os compartimentos aumenta apenas 2,5W. Isso mostra que a maior parte do aumento de capacidade deve-se ao calor trocado com o ambiente. Um efeito similar ocorre com a temperatura de condensação. O efeito da temperatura ambiente, por outro lado, é bem diferente. Apesar de a capacidade do condensador diminuir com o aumento dessa temperatura, a carga térmica aumenta significativamente. De maneira similar, as temperaturas dos compartimentos internos, que têm um efeito desprezível sobre o calor total trocado, se mostram relevantes para a determinação da carga térmica.

É interessante comparar os resultados da Figura 5.28a com os obtidos na análise experimental (Figura 5.1b). O modelo mostrou que a vazão mássica exerce grande efeito sobre a capacidade do condensador, confirmando o efeito da rotação do compressor verificado nos experimentos. Pode-se notar, porém, que a temperatura ambiente tem um efeito positivo nos experimentos e negativo na análise com o modelo. A razão para essa discrepância é a abordagem utilizada para a avaliação do modelo, onde foi imposta uma temperatura de condensação fixa, o que não ocorre nos experimentos.

#### 5.2.4 Efeito dos parâmetros do modelo

Os efeitos de quatro parâmetros construtivos do modelo do condensador sobre a capacidade calculada foram também avaliados. Para tanto foram utilizados valores constantes para a vazão mássica, a temperatura e pressão do fluido refrigerante na entrada do trocador de calor. Como não existe um grande interesse na análise da queda de pressão, a queda de pressão foi desconsiderada nessas simulações, facilitando dessa forma a convergência do modelo e reduzindo o tempo de computação.

O primeiro parâmetro analisado foi o comprimento de cada elemento do condensador (Figura 5.29a). Quanto menor esse comprimento maior será o número de elementos, e maior será o custo computacional. Dessa forma, o valor escolhido deve apresentar uma boa relação entre precisão e tempo de simulação. A figura mostra que para comprimentos inferiores a 0,1 m a capacidade calculada é praticamente constante. Sendo assim, adotou-se o valor de  $\Delta z = 0,05$  m.

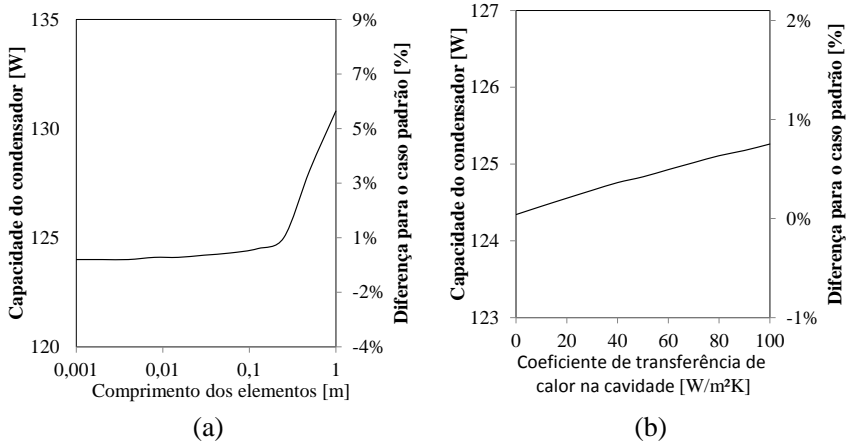


Figura 5.29 - Efeito do comprimento dos elementos (a) e do coeficiente de convecção na cavidade (b)

A cavidade formada entre o tubo, a fita e a chapa externa tem formato triangular, com arestas de aproximadamente 5 mm. Em um espaço confinado com dimensões tão pequenas, a parcela advectiva da transferência de calor tende a ser reduzida, proporcionando baixos valores para o coeficiente de convecção. A Figura 5.29b mostra que o coeficiente de convecção no interior da cavidade afeta muito levemente a capacidade do condensador. Mesmo coeficientes de convecção exagerados, como 100 W/m²K, geram um aumento de menos de 1% no calor trocado pelo condensador.

A resistência térmica entre a fita e chapa externa é aproximada pela resistência à transferência de calor através da camada de cola presente na fita. Para a fita utilizada essa resistência possui um valor de  $4,6 \cdot 10^{-4}$  m²K/W. O efeito dessa resistência sobre o calor total trocado é ilustrado na Figura 5.30a. Essa figura mostra que o valor de resistência não afeta o calor total trocado, mas altera a proporção entre as parcelas transferidas através da fita e do contato direto com a chapa.

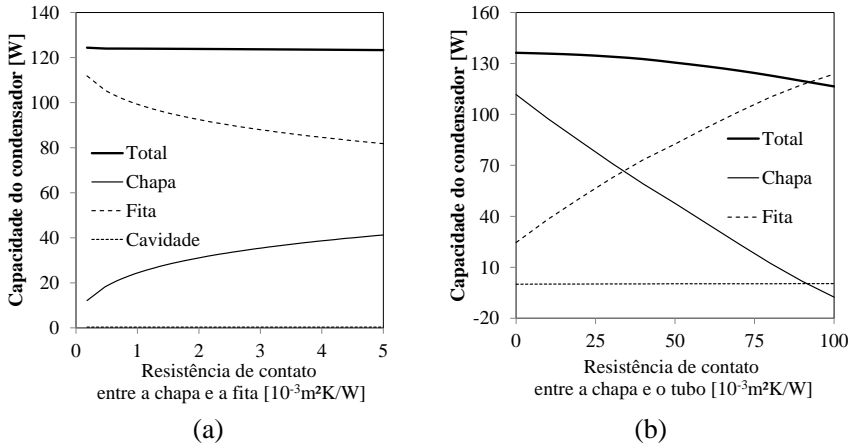


Figura 5.30 - Efeito das resistências de contato entre a chapa e a fita (a) e a chapa e o tubo (b)

Avaliou-se também o efeito da resistência de contato entre o tubo do condensador e a chapa externa. O valor adotado é de  $75 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \text{ K/W}$ , como descrito na seção 3.3.3. A Figura 5.30b mostra que essa resistência tem um efeito importante, tanto sobre a capacidade total do condensador, quanto sobre a relação entre o calor trocado através do contato e da fita. Quando essa resistência é nula, a capacidade do condensador aumenta 10% em relação ao caso padrão, sendo que 82% do calor é trocado através do contato com a chapa e apenas 18% é trocado através da fita. Por outro lado, se o valor dessa resistência for aumentado em 33%, passando para  $100 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \text{ K/W}$ , a capacidade do condensador apresenta uma queda de 6%, e a transferência de calor na região de contato chega a ficar negativa, comportamento esse similar ao apresentado na Figura 5.23. Esse efeito elevado ajuda a explicar a discrepância entre o modelo de volumes finitos, que não considerou resistência de contato, e o modelo analítico.

### 5.3 Modelo do sistema de refrigeração

O modelo do condensador *skin* permitiu a realização de diversas análises, revelando alguns aspectos da transferência de calor ao longo do condensador e indicando os parâmetros que exercem maior efeito sobre a capacidade do condensador e sobre a carga térmica imposta pelo condensador.

No entanto, a análise isolada do modelo do condensador não permite uma visão abrangente sobre o que acontece com o sistema de refrigeração. Um exemplo da importância de se realizar uma análise mais ampla é o efeito exercido pela temperatura de condensação. Apesar de um aumento nessa temperatura aumentar a capacidade do condensador, o efeito sobre o consumo de energia do refrigerador é claramente negativo.

Para que as avaliações levem em conta os efeitos do sistema de refrigeração como um todo, o modelo do refrigerador foi validado e posteriormente utilizado em análises de sensibilidade. Em um segundo momento, esse modelo foi utilizado para avaliar algumas propostas alternativas para o circuito da tubulação do condensador.

### 5.3.1 Validação do modelo do refrigerador

O modelo do refrigerador foi validado com os resultados experimentais dos 16 testes realizados. É válido lembrar que os dados de entrada para esse modelo são a temperatura ambiente, as temperaturas dos compartimentos refrigerados e a rotação do compressor, além dos parâmetros empíricos dos componentes do sistema de refrigeração.

A Figura 5.31 mostra que o modelo foi capaz de prever com maior precisão a pressão de condensação que a pressão de evaporação. Isso se deve em parte às características dos submodelos utilizados em cada um desses trocadores. Enquanto o evaporador utilizou um modelo global, o condensador utilizou um modelo distribuído, com um nível muito maior de detalhamento. Soma-se a isso o fato de que os valores absolutos da pressão de evaporação são muito menores que os da pressão de condensação, amplificando os efeitos das incertezas de medição.

A Figura 5.32 mostra resultados semelhantes para a vazão mássica e as capacidades de refrigeração e do condensador. À exceção de um único teste, os valores calculados apresentaram diferenças inferiores a 10% em relação aos valores experimentais.

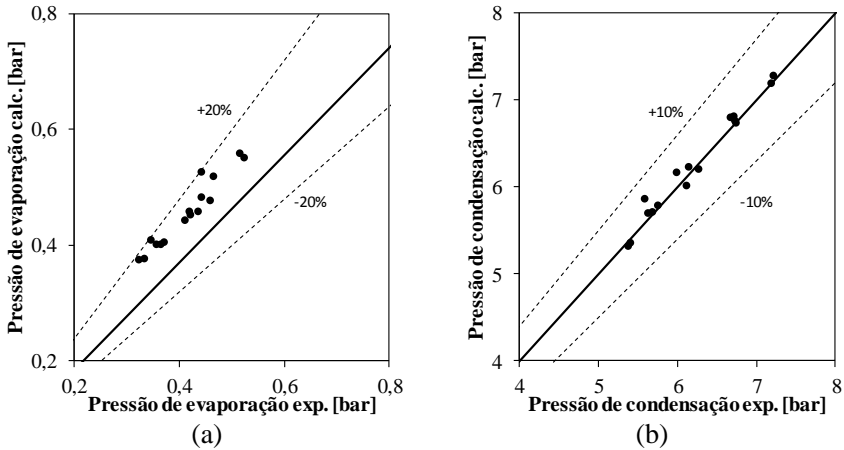


Figura 5.31-Pressões de evaporação (a) e condensação (b)

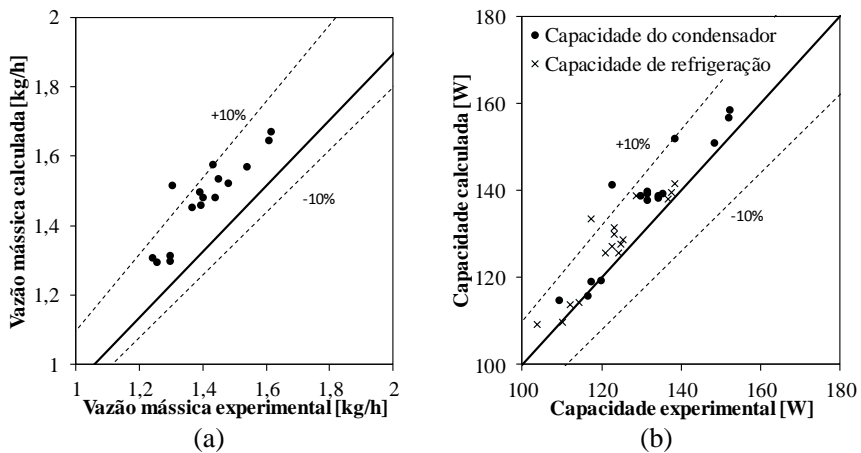


Figura 5.32 - Vazão mássica (a) e capacidades de refrigeração e do condensador (b)

A Figura 5.33a mostra que os erros no cálculo da potência do compressor foram inferiores a 10%. Já a Figura 5.33b mostra o consumo de energia do refrigerador, indicando que o modelo superestima os resultados experimentais em até 20% para os piores casos.

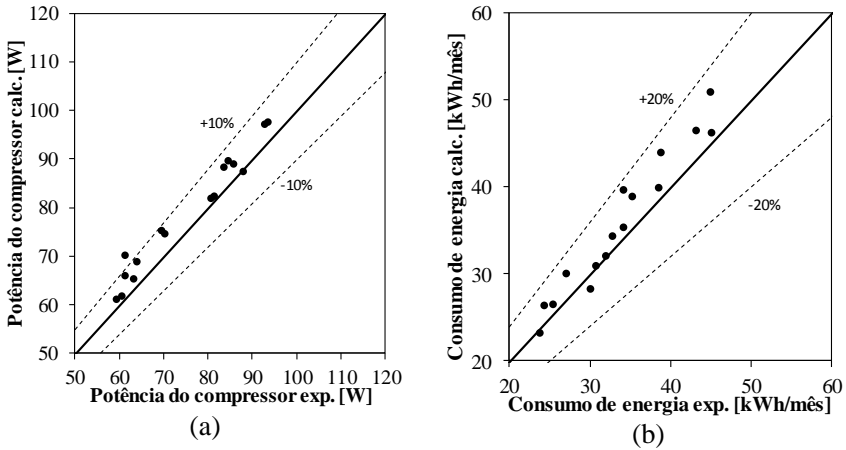


Figura 5.33 - Potência do compressor (a) e consumo de energia do refrigerador (b)

Por fim, a Figura 5.34 mostra que o modelo foi capaz de prever o COP e a carga térmica total, com erros inferiores a 5% e 10%, respectivamente.

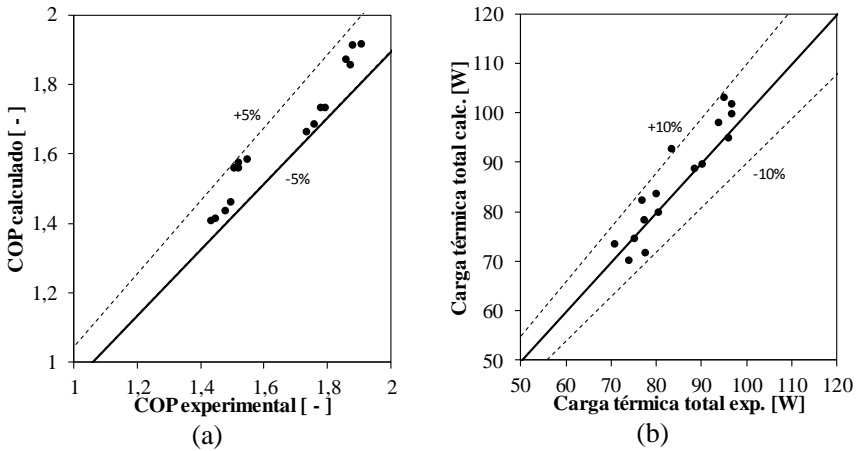


Figura 5.34 - COP (a) e carga térmica (b)

Essa validação mostrou que o modelo do refrigerador foi capaz de prever o comportamento dos parâmetros analisados com maior ou menor precisão, dependendo do caso, mas sempre indicando bem as tendências de aumento ou diminuição dos valores. Dessa forma, o modelo se mostrou útil para a análise de diversos casos, onde os efeitos de diversos parâmetros foram

avaliados não somente sobre o desempenho do condensador, mas sobre o comportamento do refrigerador como um todo.

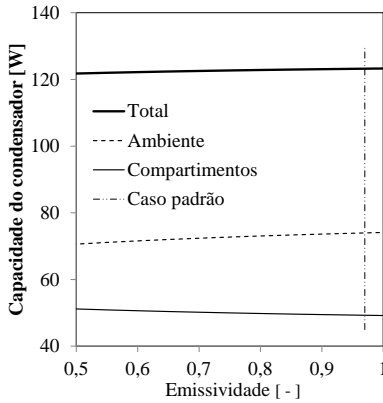
### 5.3.2 Efeito dos parâmetros construtivos do condensador

Nesse contexto, o modelo do refrigerador foi utilizado para avaliar o efeito de diversos parâmetros construtivos do condensador. Dessa maneira, além da influência desses parâmetros sobre a capacidade do condensador, puderam ser analisados os efeitos sobre outras variáveis relevantes do sistema de refrigeração, como os níveis de pressão, a vazão mássica, a carga térmica e o consumo de energia. Em um segundo momento, foram avaliados os efeitos de alguns parâmetros operacionais do refrigerador, como a rotação do compressor, a temperatura ambiente e as temperaturas dos compartimentos refrigerados.

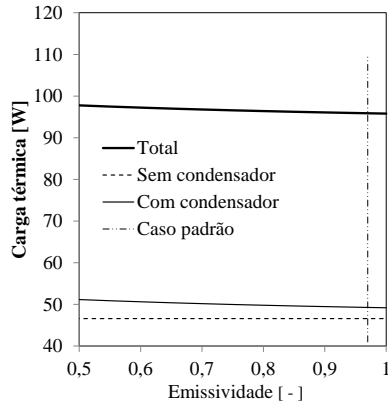
O modelo do condensador, quando aplicado ao caso padrão, mostrou que do calor trocado com o ambiente, cerca de 80% é transferido por radiação. Como a transferência de calor por radiação é afetada diretamente pela emissividade da parede, é de se esperar que essa variável tenha um papel importante no desempenho do condensador. No entanto, a Figura 5.35a mostra que mesmo com emissividades tão baixas quanto 0,5, o calor trocado no condensador sofre uma queda de apenas 3 W em relação ao caso padrão ( $\varepsilon = 0,97$ , indicado pela linha tracejada vertical). É importante notar ainda que quanto menor a emissividade, maior a quantidade de calor transferida para os compartimentos refrigerados. Como consequência a carga térmica do refrigerador é levemente maior com emissividades menores, como mostrado na Figura 5.35b.

A Figura 5.36a mostra que a redução da emissividade faz com que a temperatura de condensação passe de 47°C para mais de 48°C. Como a elevação da temperatura de condensação tende a aumentar a transferência de calor, esse efeito parece compensar a diminuição da emissividade, explicando a pequena variação da capacidade do condensador. O efeito sobre o sistema de refrigeração, no entanto, é negativo, já que com temperaturas de condensação mais altas a potência consumida pelo compressor é maior. Para uma emissividade igual a 0,5, o aumento da potência do compressor, associado ao aumento da carga térmica, provoca uma elevação de mais de 4% do consumo de energia em relação ao caso padrão (Figura 5.36b). Por outro lado, para a faixa de emissividade normalmente encontrada nas tintas utilizadas no setor de linha branca (acima de 0,8), a variação no consumo de energia é muito pequena.



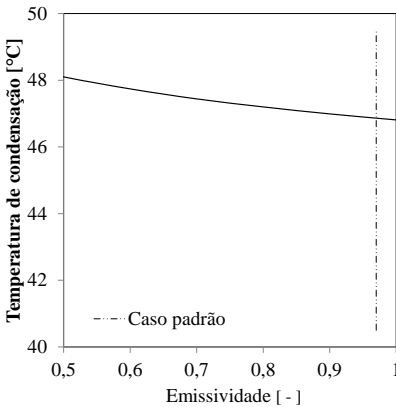


(a)

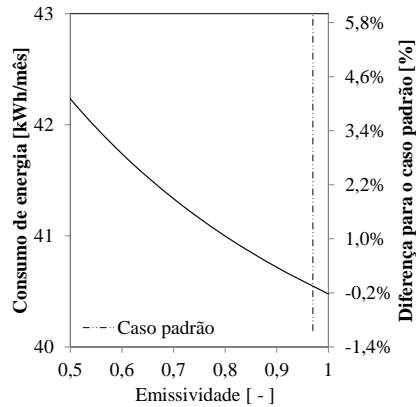


(b)

Figura 5.35 - Efeito da emissividade da parede sobre a capacidade do condensador (a) e sobre a carga térmica (b)



(a)



(b)

Figura 5.36 - Efeito da emissividade da parede sobre a temperatura de condensação (a) e sobre o consumo de energia (b)

A chapa externa da parede do refrigerador contribui para a dissipação do calor trocado no condensador, funcionando como uma aleta. Dessa forma, espera-se que a espessura dessa chapa tenha um papel relevante na transferência de calor. De fato, a Figura 5.37 mostra que para uma mesma

temperatura de condensação, espessuras maiores facilitam a difusão do calor, aumentando a temperatura média da chapa externa e facilitando a transferência de calor para o ambiente. Os resultados da Figura 5.38a confirmam esse efeito, indicando um aumento da capacidade do condensador com maiores espessuras. Como a resistência à transferência de calor para os compartimento é muito maior que a resistência para o ambiente, a elevação da temperatura média da chapa tem um efeito muito pequeno sobre a carga térmica do refrigerador (Figura 5.38b).

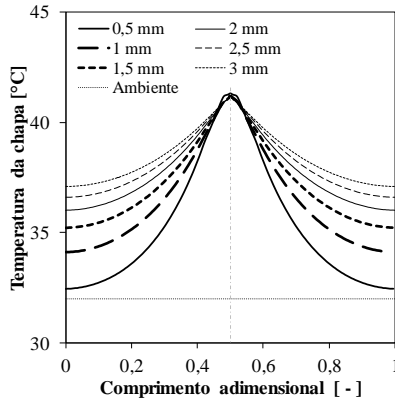


Figura 5.37 - Perfil de temperatura da superfície externa de um elemento para diversas espessuras da chapa e temperatura de condensação constante

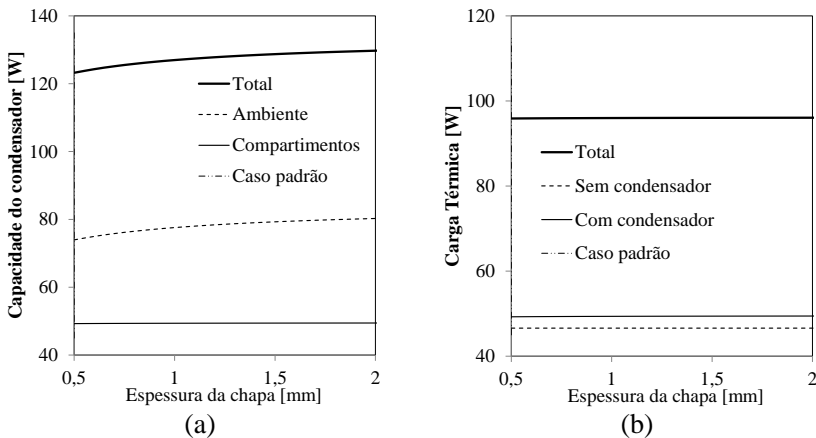


Figura 5.38 - Efeito da espessura da chapa sobre a capacidade do condensador (a) e sobre a carga térmica (b)

Ao facilitar a transferência de calor no condensador, o aumento da espessura da chapa faz com que o sistema de refrigeração possa trabalhar com pressões menores, diminuindo a temperatura de condensação (Figura 5.39a) e a potência consumida pelo compressor. Dessa forma, maiores espessuras contribuem para uma diminuição do consumo de energia do refrigerador. Os resultados da Figura 5.39 indicam que o consumo de energia do refrigerador poderia ser reduzido em 5%, caso uma chapa de 1 mm fosse utilizada na parede externa. Para uma chapa de 2 mm a redução seria de quase 9%. Mesmo com os resultados positivos sobre a performance do refrigerador, é preciso levar em conta outras implicações práticas de se utilizar chapas mais espessas, como o aumento dos custos de matéria prima e produção, além das limitações do processo de fabricação.

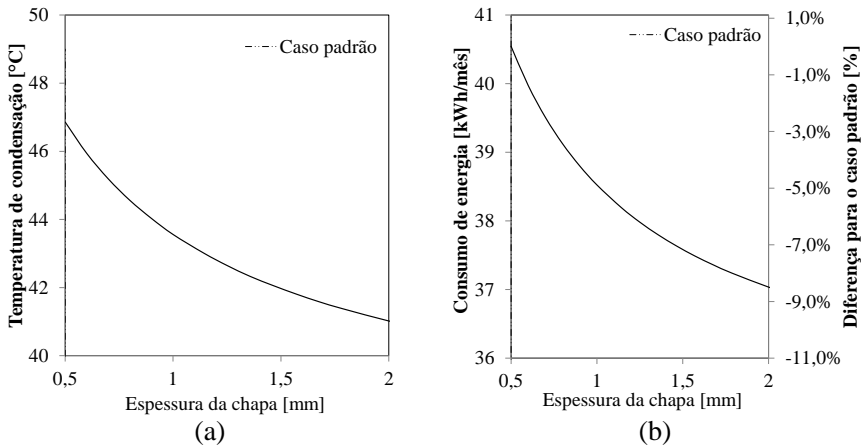


Figura 5.39 - Efeito da espessura da chapa sobre a capacidade temperatura de condensação (a) e sobre o consumo de energia (b)

Assim como a espessura, a condutividade térmica é também um fator importante para a difusividade do calor através da chapa. Os resultados da Figura 5.40 mostram que os efeitos do aumento da condutividade são bastante similares ao efeito da espessura, apontando uma redução de 5% no consumo de energia para uma condutividade duas vezes maior que a do caso padrão.

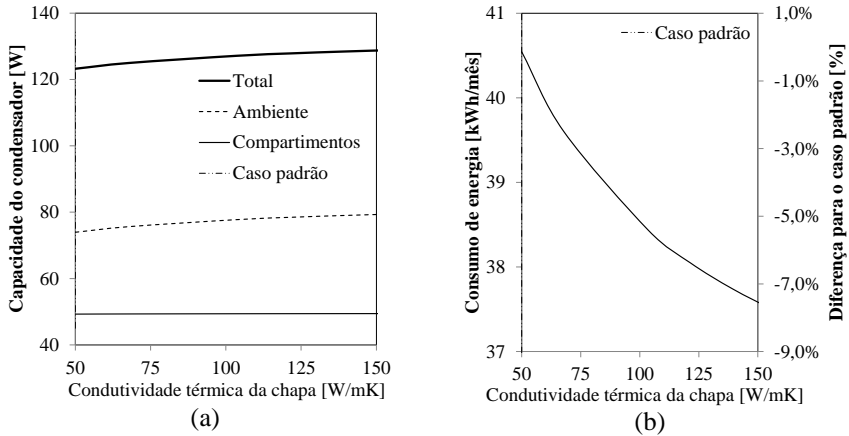


Figura 5.40 - Efeito da condutividade da chapa sobre a capacidade do condensador (a) e sobre o consumo de energia (b)

Apesar não estar em contato com os ambientes externo ou interno, a fita de alumínio exerce um papel relevante sobre a transferência de calor no condensador, já que ela é a responsável pelo transporte da maior parte do calor do tubo para a chapa externa. A Figura 5.41 mostra que a largura e a condutividade térmica da fita apresentam um efeito moderado sobre o consumo de energia de refrigerador.

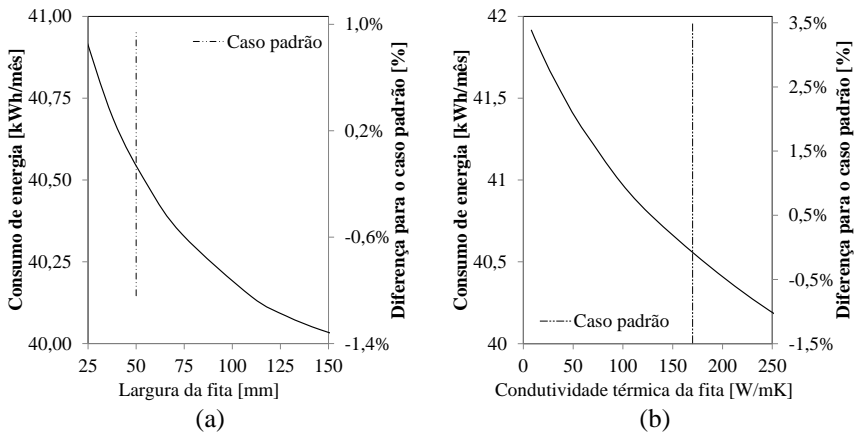


Figura 5.41 - Efeito da largura (a) e da condutividade da fita (b) sobre o consumo de energia

Caso a largura da fita passasse de 50 mm para 100 mm o consumo de energia seria reduzido em cerca de 1%. Se fosse utilizada uma largura de 200 mm, quase toda a superfície interna da chapa estaria coberta com fita, e o consumo de energia seria reduzido em 1,4%. A condutividade da fita, por sua vez, apresenta um efeito um pouco mais forte sobre o consumo de energia. Fitas com baixa condutividade, como fitas de papel ou fitas plásticas, podem proporcionar um aumento de até 3% no consumo de energia.

Foi investigado também o efeito do ângulo formado entre a fita e a chapa (Figura 5.42), já que é ele quem determina a área de contato da fita com o tubo e com a chapa.

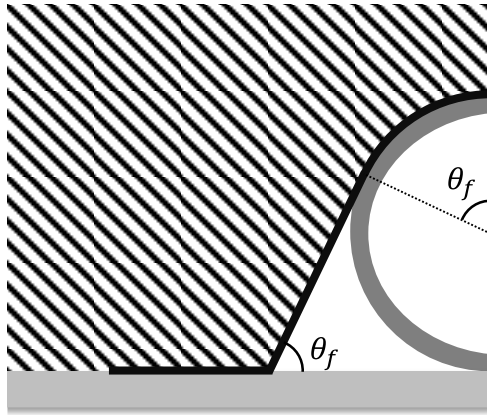


Figura 5.42 – Indicação do ângulo da fita

Apesar de exercer um efeito insignificante sobre o consumo de energia (Figura 5.43), é interessante notar que tanto a capacidade do condensador quanto a carga térmica aumentam com o ângulo. Isso faz com que exista um ângulo ótimo para o consumo de energia, por volta de  $30^\circ$ .

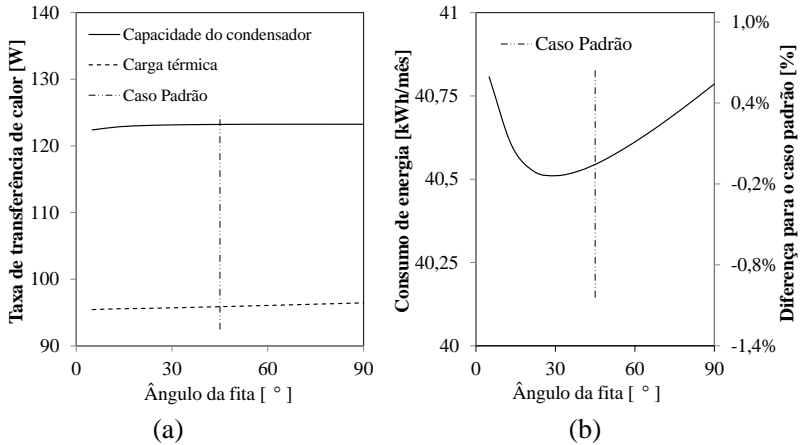


Figura 5.43 - Efeito do ângulo da fita sobre a capacidade do condensador e a carga térmica (a) e sobre o consumo de energia (b)

Verificou-se ainda que a condutividade do tubo do condensador tem um efeito praticamente nulo sobre o sistema de refrigeração, como ilustrado na Figura 5.44.

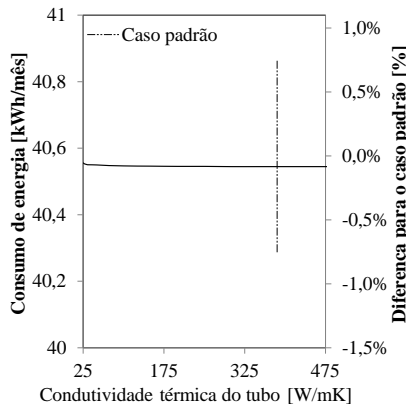


Figura 5.44 - Efeito da condutividade do tubo sobre o consumo de energia

Um dos componentes mais importantes para o desempenho de um refrigerador doméstico é o isolamento térmico das paredes. Um bom isolamento pode proporcionar uma redução significativa da carga térmica,

diminuindo assim a fração de funcionamento do compressor e, conseqüentemente, o consumo de energia. Esse efeito é ainda mais forte em refrigeradores que utilizam condensadores *skin*. A qualidade do isolamento térmico das paredes é determinada por dois parâmetros fundamentais: a espessura da parede e a condutividade térmica do material isolante. Ao se reduzir a espessura das paredes, o condensador acaba por transferir mais calor para os compartimentos internos, aumentando a sua capacidade e reduzindo a temperatura de condensação. Apesar disso, o efeito sobre o desempenho do refrigerador é obviamente negativo, já que esse aumento da capacidade do condensador se dá à custa de um aumento expressivo da carga térmica. Para investigar esse efeito a espessura do isolamento das paredes do gabinete foi variada entre 37,5 mm e 75 mm. Nessa análise, as paredes do congelador acompanharam a variação, com uma espessura sempre 10 mm superior a do gabinete.

Os resultados obtidos mostram que o aumento da espessura das paredes provoca uma redução significativa no calor transferido do condensador para os compartimentos refrigerados, reduzindo assim a carga térmica total (Figura 5.45). No entanto, o condensador dissipa mais calor para o ambiente quando a espessura do isolamento é maior, fazendo com que a capacidade total do condensador praticamente não se altere (Figura 5.45a).

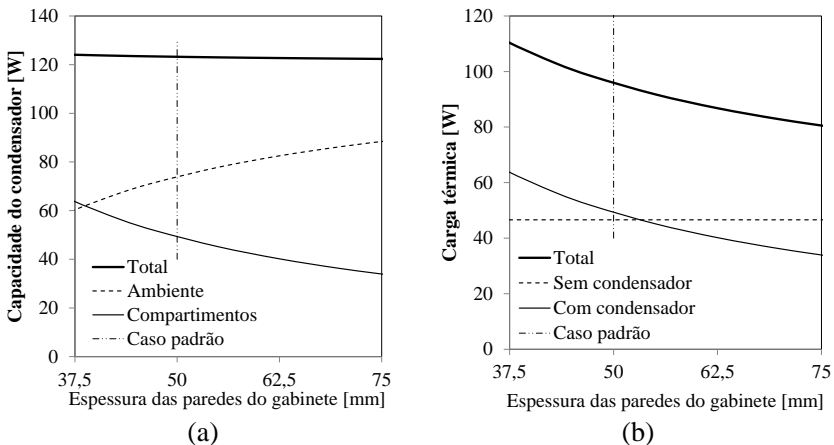


Figura 5.45 - Efeito da espessura do isolamento térmico sobre a capacidade do condensador (a) e sobre a carga térmica (b)

O aumento da espessura das paredes provoca uma elevação da temperatura de condensação (Figura 5.46a). Apesar disso, a Figura 5.46b mostra que o efeito da redução da carga térmica é muito mais forte, proporcionando uma redução de 14% no consumo de energia para uma espessura de 75 mm nas paredes do gabinete e 85 mm nas paredes do congelador.

É importante ressaltar que nessa análise foram alteradas apenas as espessuras das paredes que compõem o condensador *skin*. Por essa razão, a carga térmica proveniente do ambiente (correspondente à parede traseira, à parede inferior, e às portas) permaneceu constante (Figura 5.45b). Se essas paredes fossem levadas em consideração, o impacto no consumo de energia seria ainda maior. É válido lembrar ainda que o sistema de etiquetas de classificação energética (gerido no Brasil pelo PROCEL) leva em consideração o volume interno do refrigerador. Assim, é importante considerar esse fato, especialmente nos casos onde o aumento da espessura das paredes implica em uma redução do volume interno.

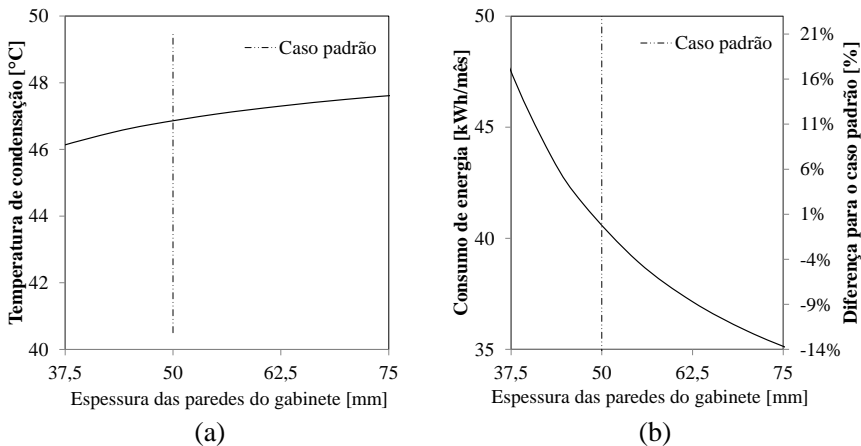


Figura 5.46 - Efeito da espessura do isolamento térmico sobre a temperatura de condensação (a) e sobre o consumo de energia (b)

A condutividade térmica do material isolante possui um efeito similar ao da espessura, mas em proporções ainda maiores. Para condutividades mais baixas ocorre uma elevação da temperatura de condensação, mas uma redução da carga térmica, de forma que, para uma condutividade de 0,015 W/mK o consumo de energia seria reduzido em quase 14%. Por outro lado, se a



condutividade passasse de 0,021 W/mK para 0,025 W/mK, o resultado seria um aumento de quase 10% no consumo de energia. Esse efeito significativo justifica os investimentos em melhorias do sistema de isolamento térmico, como, por exemplo, a utilização de painéis de vácuo.

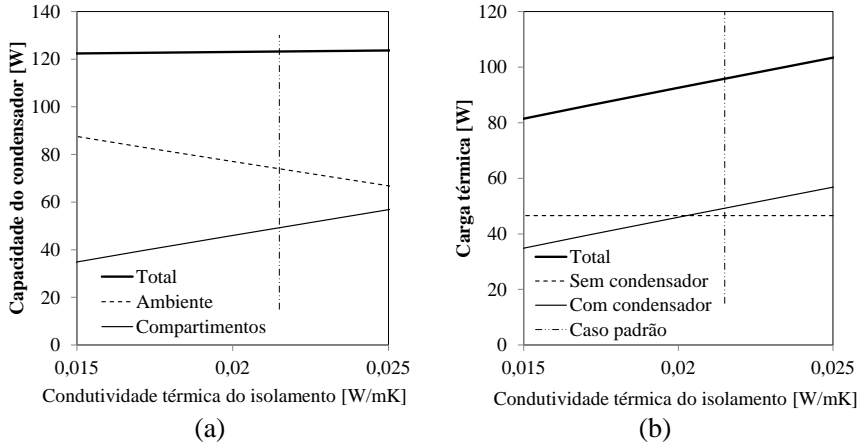


Figura 5.47 - Efeito da condutividade do isolamento sobre a capacidade do condensador (a) e sobre a carga térmica (b)

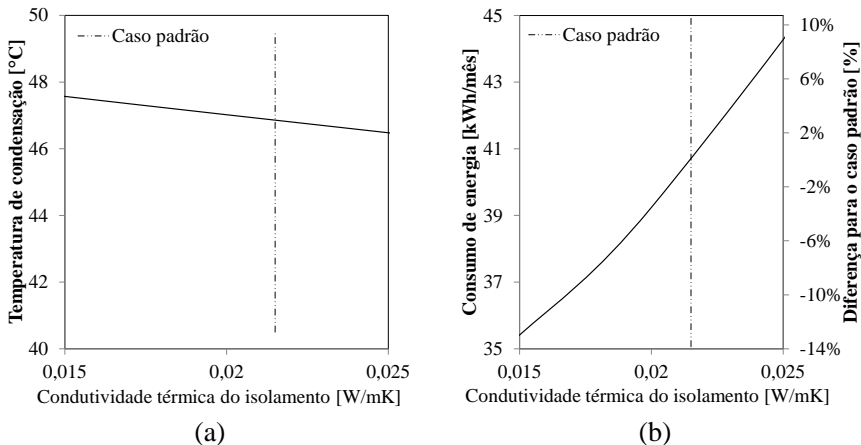


Figura 5.48 - Efeito da condutividade do isolamento sobre a temperatura de condensação (a) e sobre o consumo de energia (b)

### 5.3.3 Efeito dos parâmetros operacionais

Em uma análise semelhante à anterior, foram avaliados os efeitos dos parâmetros operacionais utilizados como dados de entrada para o modelo do refrigerador: temperatura ambiente, temperatura dos compartimentos internos, grau de superaquecimento na saída do evaporador, grau de sub-resfriamento na saída do condensador e rotação do compressor.

Conforme mostrado na Figura 5.49, os graus de superaquecimento e sub-resfriamento afetaram muito levemente o consumo de energia do refrigerador.

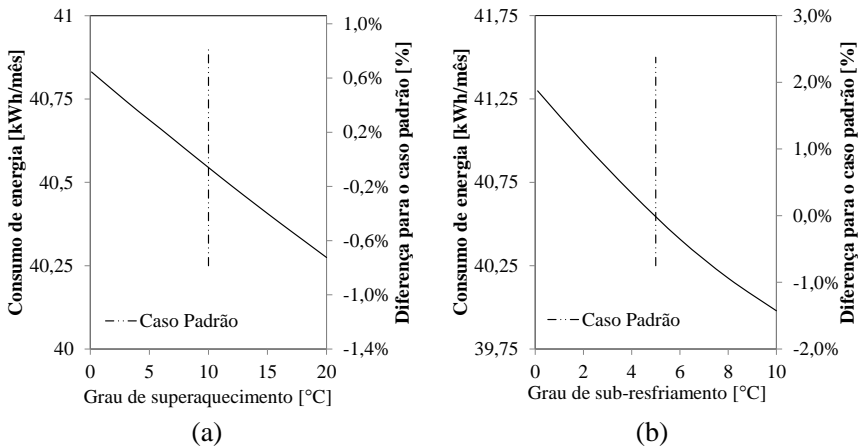


Figura 5.49 - Efeito do grau de superaquecimento (a) e de sub-resfriamento (b) sobre o consumo de energia

Os efeitos das temperaturas do gabinete e do congelador são apresentados, respectivamente, nas Figuras 6.50 e 6.51. Nos dois casos o efeito é parecido: uma elevação na temperatura do compartimento provoca um aumento na capacidade do condensador e uma diminuição na carga térmica, reduzindo o consumo de energia. A principal diferença reside no fato de a temperatura do gabinete ter um efeito maior sobre a carga térmica, enquanto a temperatura do congelador exerce maior influência sobre a capacidade do condensador.

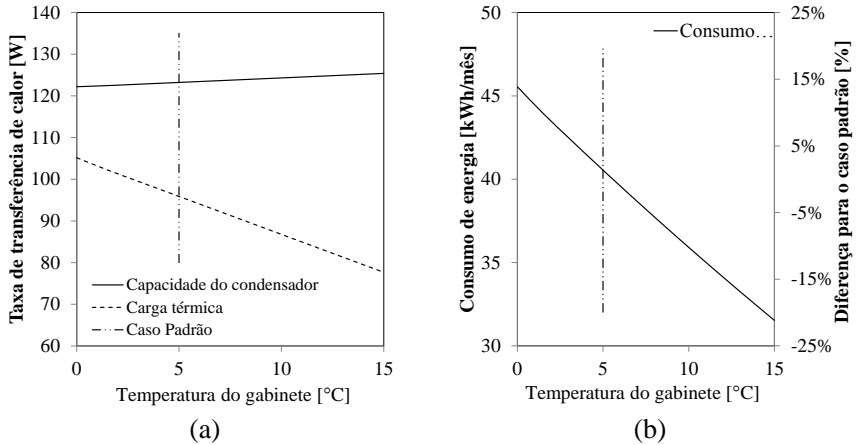


Figura 5.50 - Efeito da temperatura do gabinete sobre a capacidade do condensador e a carga térmica (a) e sobre o consumo de energia (b)

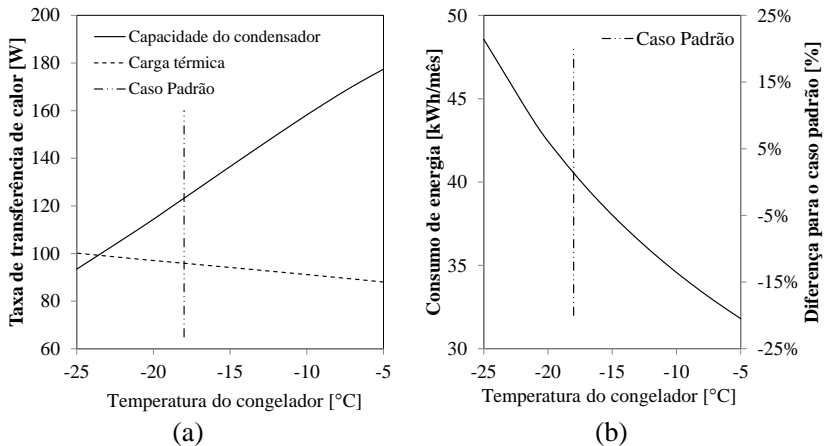


Figura 5.51 - Efeito da temperatura do congelador sobre a capacidade do condensador e a carga térmica (a) e sobre o consumo de energia (b)

A temperatura ambiente também afeta o desempenho do refrigerador. Além de ser determinante para a carga térmica, ela tem ainda um papel importante na determinação da temperatura de condensação. À medida que a temperatura ambiente aumenta, ocorre uma elevação da temperatura de condensação, já que o sistema de refrigeração busca um novo ponto de

equilíbrio. Apesar disso, percebe-se que a diferença entre essas duas temperaturas diminui, fazendo com que seja mais difícil para o condensador rejeitar calor para o ambiente. A consequência é uma queda na capacidade do condensador e um aumento na parcela rejeitada para os compartimentos, aumentando a carga térmica (Figura 5.52).

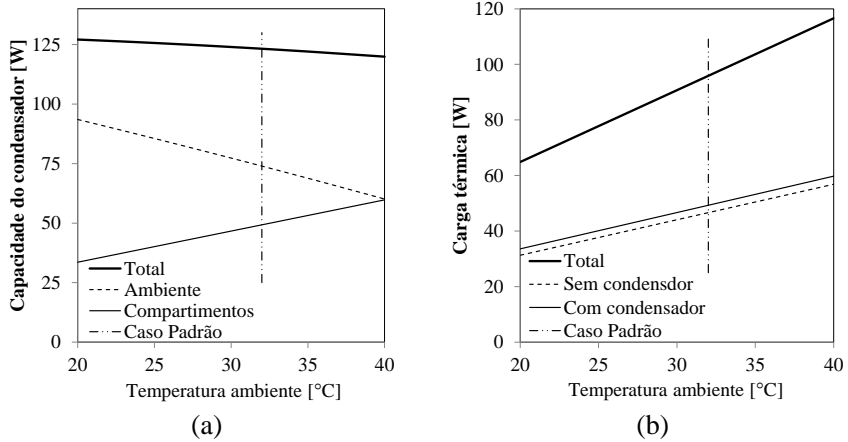


Figura 5.52 - Efeito da temperatura ambiente sobre a capacidade do condensador (a) e sobre a carga térmica (b)

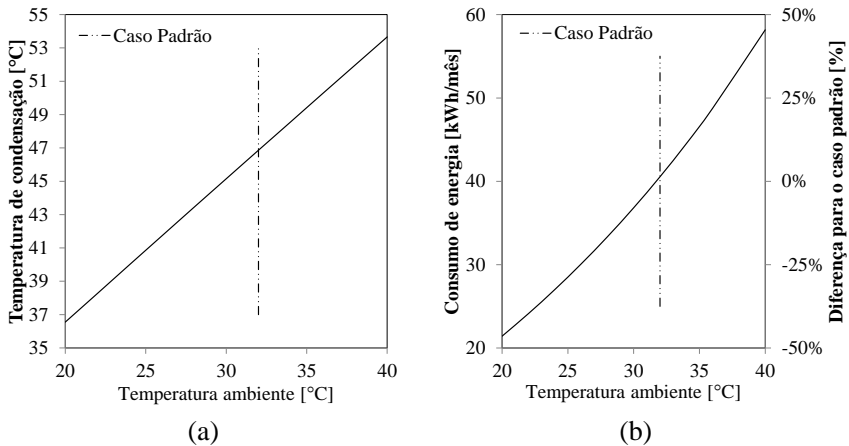


Figura 5.53 - Efeito da temperatura ambiente sobre a temperatura de condensação (a) e sobre o consumo de energia (b)

O resultado disso é um forte impacto da temperatura do ambiente sobre o consumo de energia, como mostrado na Figura 5.53. Esses resultados vão ao encontro dos obtidos experimentalmente (Figura 5.1 e Figura 5.9). A única exceção é o efeito da temperatura ambiente sobre a taxa de transferência de calor do condensador. Nos experimentos esse efeito se apresentou levemente negativo, enquanto o modelo mostrou um efeito levemente positivo.

Por último, analisou-se o efeito da rotação do compressor sobre o condensador e o sistema de refrigeração. Um aumento na rotação faz com que o compressor seja capaz de bombear uma maior quantidade de fluido refrigerante, aumentando assim a vazão mássica. Outro efeito do aumento da rotação é a elevação da pressão e da temperatura de condensação. O resultado é um crescimento significativo do calor trocado pelo condensador (Figura 5.54a). É interessante notar, porém, que o crescimento mais acentuado ocorre apenas na parcela do calor rejeitado para o ambiente, enquanto a parcela transferida para os compartimentos não sofre grandes alterações.

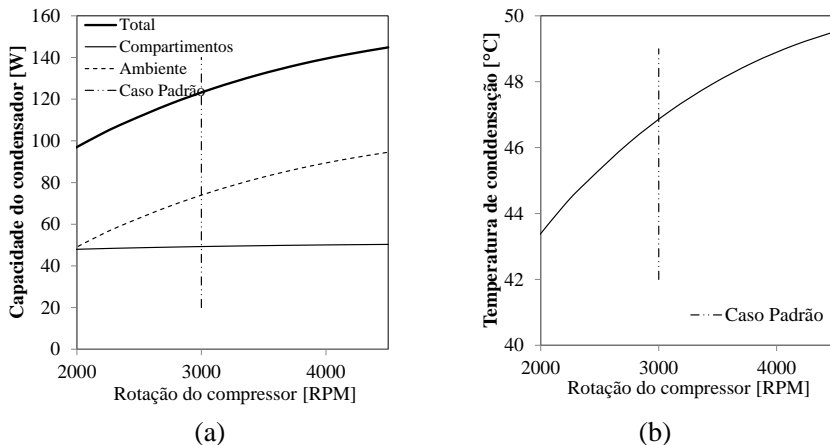


Figura 5.54 - Efeito da rotação do compressor sobre a capacidade do condensador (a) e sobre a temperatura de condensação (b)

Mesmo com o aumento da capacidade do condensador, rotações mais altas implicam maiores consumos de energia (Figura 5.55). No entanto, é importante notar que para rotações inferiores a 2000 RPM foram obtidos valores maiores que 100% para a fração de funcionamento do compressor. Na prática isso significa que com essas rotações as temperaturas especificadas para

os compartimentos internos não seriam atingidas, mesmo com o compressor ligado continuamente.

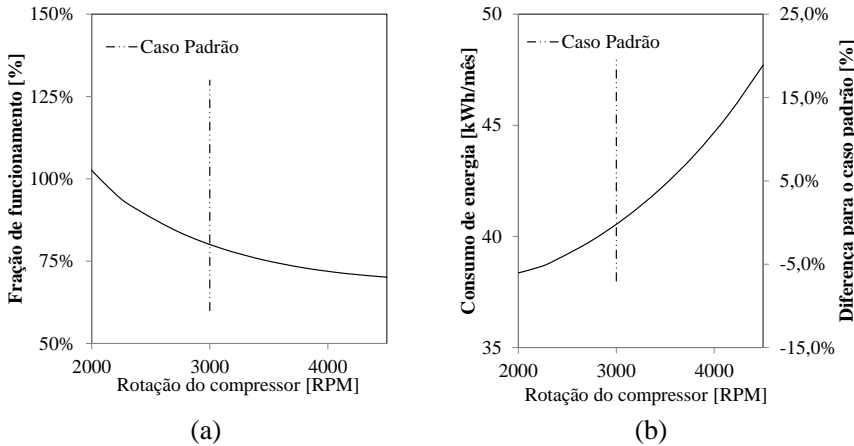


Figura 5.55 - Efeito da rotação do compressor sobre a fração de funcionamento (a) e sobre o consumo de energia (b)

### 5.3.4 Propostas de novos circuitos para o condensador

A disposição dos tubos do condensador na parede do refrigerador também afeta o desempenho do condensador e, conseqüentemente, do sistema de refrigeração. Diversos questionamentos podem ser levantados com relação ao efeito da configuração dos tubos nas paredes do refrigerador. O aumento da quantidade de tubo em cada parede deve provocar uma elevação da temperatura média da chapa externa, que poderá se traduzir em uma maior capacidade do condensador. Mas quanto é esse aumento de capacidade? E qual é o comportamento da carga térmica nesse caso? Qual é o efeito sobre o desempenho de refrigerador? Se os tubos não passarem na região do congelador, existe uma redução significativa da carga térmica?

Para responder a esses questionamentos foram propostos e analisados três novos circuitos para o condensador (Figura 5.56). Apesar da abordagem de largura média de aleta, utilizada no modelo do condensador, não permitir um estudo muito detalhado com relação ao posicionamento dos tubos, o modelo é capaz de capturar os efeitos da quantidade de tubo por parede e o posicionamento com relação ao gabinete ou congelador.

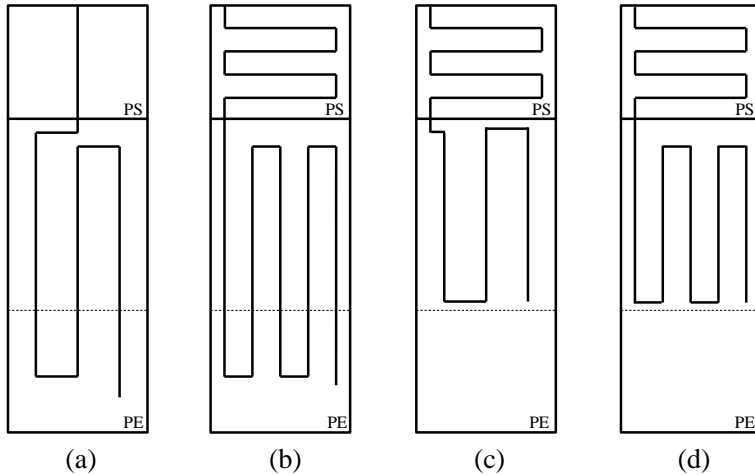


Figura 5.56 - Circuitos testados: original (a), Proposta 1 (b), Proposta 2 (c) e Proposta 3 (d)

Em todos os casos o circuito é simétrico, ou seja, a disposição dos tubos é igual para as paredes esquerda e direita. Por essa razão a Figura 5.56 mostra apenas a configuração da parede esquerda (PE) e da parede superior (PS).

O circuito da Proposta 1 (Figura 5.56b) possui uma grande quantidade de tubo em cada parede, apresentando assim uma elevada densidade de tubos e o maior comprimento total entre os circuitos propostos. Na Proposta 2 (Figura 5.56c), os tubos do condensador estão dispostos somente na área correspondente ao gabinete, evitando assim a grande diferença de temperatura existente na região do congelador. Para evitar uma grande variação no comprimento total, parte dos tubos foi deslocada para a parede superior. Por fim, a Proposta 3 (Figura 5.56d) representa uma mistura das propostas 1 e 2, evitando a região do congelador, mas com um aumento no comprimento de tubo. A Tabela 5.4 resume as propriedades de cada circuito proposto.

Tabela 5.4 - Propriedades dos circuitos propostos: largura de aleta em cada parede e comprimento de tubo

Circuito	$w_{PE}; w_{PD}$ [m]	$w_{PS}$ [m]	$L_{tub}$ [m]	Variação $L_{tub}$ [%]
Original	0,29	0,8	10,7	-
Proposta 1	0,19	0,19	17,8	+66%
Proposta 2	0,24	0,18	10,1	-5,7%
Proposta 3	0,17	0,18	13,5	+26%

O modelo do condensador baseia-se em uma largura média de aleta ( $w$ ), que é a razão entre a área da chapa externa e o comprimento de tubo em determinada parede. Para os circuitos das Propostas 2 e 3, no entanto, essa largura não é muito representativa, já que o condensador está concentrado na região do gabinete. Para esses casos o modelo do condensador foi levemente modificado, de forma a não levar em consideração as áreas do congelador nas paredes laterais.

Mesmo com as limitações do modelo, os resultados encontrados mostram alguns fatos interessantes. A Figura 5.57 mostra que entre os circuitos analisados, a Proposta 1 apresentou a maior capacidade para o condensador, mas também a maior carga térmica. A Proposta 2 apresentou uma pequena redução na capacidade do condensador, mas uma redução significativa na carga térmica. Já a proposta 3 conseguiu aumentar a capacidade do condensador em relação ao circuito original, e ainda reduzir a carga térmica em 5,6%.

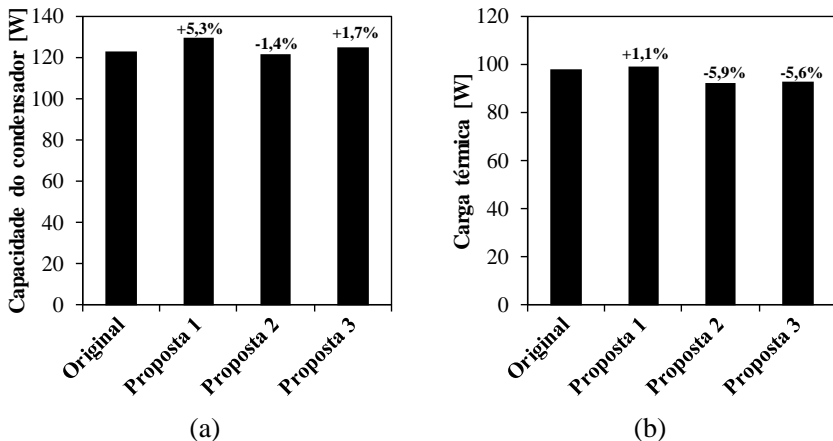


Figura 5.57 - Capacidade do condensador (a) e carga térmica do condensador (b)

A Figura 5.58 mostra a temperatura de condensação e a potência consumida pelo compressor para cada uma das configurações propostas. É interessante notar o grande grau de correlação entre essas duas variáveis e a capacidade do condensador. Um aumento de 1% na capacidade do condensador provoca uma redução de aproximadamente 1% na potência do compressor, e uma diminuição de cerca de  $1^{\circ}\text{C}$  na temperatura de



condensação. Dessa forma, a Proposta 1, que gerou a maior capacidade para o condensador, apresenta a menor potência consumida pelo compressor.

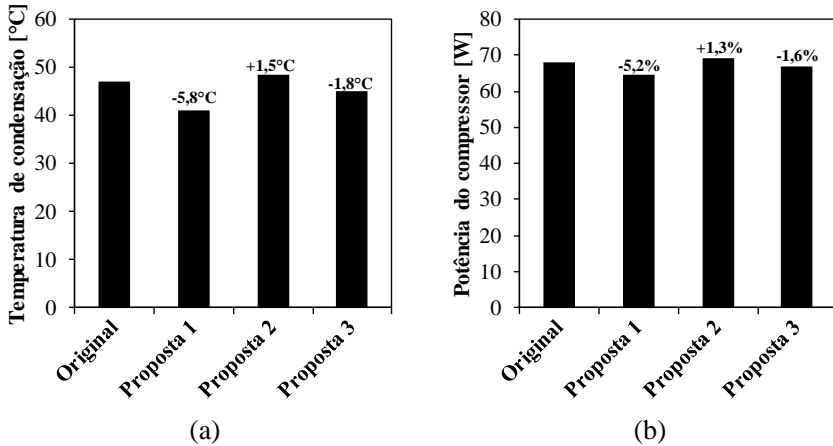


Figura 5.58 - Temperatura de condensação (a) e potência do compressor (b)

A fração de funcionamento do compressor e o consumo de energia do refrigerador estão apresentados na Figura 5.59. É interessante notar que mesmo para a Proposta 1, onde houve aumento da carga térmica, a fração de funcionamento diminuiu, indicando um aumento da capacidade de refrigeração. Como o consumo de energia é obtido através da multiplicação da fração de funcionamento pela potência do compressor, vale a pena olhar com mais atenção essas duas variáveis. A Proposta 1 foi a que apresentou a maior redução da potência do compressor, mas a menor redução da fração de funcionamento. Mesmo assim, o consumo de energia obtido foi 7,7% inferior ao do circuito original. A potência consumida pelo refrigerador na Proposta 2 foi maior que no circuito original, mas a redução na carga térmica provocou uma redução de quase 5% na fração de funcionamento. Como resultado, o consumo de energia caiu 3,7%, mesmo com a redução de 5,7% no comprimento de tubo. A Proposta 3 apresentou a maior redução no consumo de energia, 8,2%, resultado da diminuição na potência do compressor aliada à redução da fração de funcionamento.

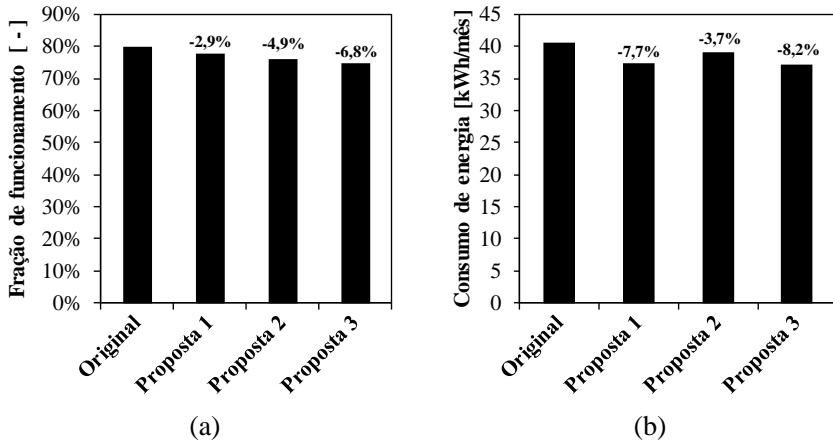


Figura 5.59 - Fração de funcionamento do compressor (a) e consumo de energia do refrigerador (b)

Em termos de performance do refrigerador, todas as propostas se mostraram vantajosas em relação ao circuito original. Mas as propostas 2 e 3 merecem destaque. A proposta 2 por ter originado uma redução do consumo de energia com uma menor quantidade de tubo. E a proposta 3 por ter originado o menor consumo de energia entre as opções analisadas, mesmo com menos tubo que a Proposta 1. Apesar das limitações do modelo utilizado, esses resultados indicam que é vantajoso evitar a presença de tubos na região do congelador, onde a diferença de temperatura é mais elevada. Um estudo de otimização poderia indicar circuitos ainda melhores, resultando em um melhor desempenho global para o refrigerador.

## 6 CONCLUSÕES

No presente trabalho foram investigadas as características e particularidades dos condensadores do tipo *skin*, aplicados em refrigeradores domésticos. Esse tipo de condensador se destaca por ficar totalmente embutido nas paredes do refrigerador, trazendo assim certas vantagens e desvantagens. Além de proporcionar melhor aparência, esse tipo de trocador de calor utiliza o revestimento metálico das paredes como uma aleta para auxiliar na transferência de calor. Por outro lado, existe uma tendência de aumento da quantidade de calor transferida para os compartimentos refrigerados, prejudicando o desempenho energético do refrigerador.

Atualmente, os condensadores *skin* são empregados em diversos modelos de refrigeradores, sendo utilizados por diferentes fabricantes ao redor do mundo. Apesar disso, são escassos os estudos disponíveis na literatura voltados para esse tipo de trocador de calor. Nenhum dos trabalhos até então realizados considerou a transferência de calor para os compartimentos nem os efeitos desse tipo de condensador sobre o desempenho do refrigerador, aspectos esses considerados no presente trabalho.

Esse trabalho foi dividido em uma frente experimental, onde um refrigerador adaptado foi utilizado para a obtenção de uma base de dados experimentais, e uma frente computacional, onde foram desenvolvidos modelos que permitiram uma análise mais minuciosa dos fenômenos envolvidos.

### 6.1 Frente Experimental

Para a obtenção de uma base de dados experimentais, utilizou-se um refrigerador *frost-free* de dois compartimentos. Esse refrigerador emprega um condensador *skin* composto por 10,7 m de tubo de cobre, que passa pelas duas paredes laterais e pela parede superior. No interior do gabinete e do congelador foram instaladas resistências elétricas, que permitiram um controle mais preciso das temperaturas dos compartimentos e possibilitaram a realização dos testes em regime permanente. No total, foram realizados 16 ensaios planejados estatisticamente, onde o efeito de cada variável independente pôde ser avaliado separadamente. A instalação de um visor de líquido na saída do condensador possibilitou a identificação de testes onde o fluido refrigerante não estava totalmente condensado. Foram registradas ainda algumas imagens

termográficas que permitiram a visualização do campo de temperatura na superfície externa do refrigerador. A análise dos resultados experimentais possibilitou as seguintes conclusões:

- Em média, 30% do calor trocado no condensador é transferido para os compartimentos refrigerados;
- As paredes com condensador são responsáveis por cerca de 50% da carga térmica do refrigerador;
- A rotação do compressor e a temperatura do congelador são os parâmetros que mais afetam a capacidade do condensador;
- As temperaturas do gabinete e do ambiente são os parâmetros com maior efeito sobre a carga térmica;
- As imagens de infravermelho indicaram uma região onde o contato entre o tubo e a chapa não é efetivo;

## 6.2 Frente computacional

Para permitir uma análise mais abrangente e, ao mesmo tempo, mais minuciosa, foram desenvolvidos dois modelos: um para o condensador e outro para o refrigerador. O modelo do condensador se baseou em uma discretização ao longo do comprimento do tubo e utilizou uma largura média para os elementos de cada parede. O calor trocado no condensador foi calculado a partir dos perfis de temperatura para a chapa externa e para a fita de alumínio, e levou em consideração tanto o calor transferido para o ambiente quanto para os compartimentos refrigerados.

O modelo do refrigerador baseou-se na utilização de submodelos simplificados para cada componente do sistema de refrigeração, com exceção do condensador, que utilizou o modelo desenvolvido anteriormente. A simulação de todos os componentes do refrigerador permitiu uma visão mais abrangente do fenômeno, identificando os efeitos do condensador sobre o sistema de refrigeração e sobre a carga térmica imposta aos compartimentos.

Os dois modelos foram validados, apresentando uma concordância satisfatória com os resultados experimentais. Após a validação, foram realizadas diversas simulações, que permitiram concluir que:

- Tanto a fita quanto o contato exercem papéis importantes na transferência de calor;
- 80% do calor transferido para o ambiente é trocado por radiação

- A resistência de contato entre a chapa e o tubo tem papel muito importante na transferência de calor;
- A condutividade do tubo não é importante;
- Os principais parâmetros que influenciam o consumo de energia do refrigerador são a condutividade e a espessura da chapa externa e do isolamento térmico;
- Uma maior densidade de tubos aumenta o aproveitamento da área de transferência de calor;
- É vantajoso evitar a presença de tubos na região do congelador;

### **6.3 Sugestões para trabalhos futuros**

Nesta seção estão reunidas algumas ideias identificadas ao longo do trabalho que podem contribuir para trabalhos futuros:

#### **Frente experimental**

- Realização de testes com transdutores de fluxo de calor instalados nas superfícies externa e interna das paredes do refrigerador;
- Utilização de um transdutor de pressão diferencial para a medição da queda de pressão ao longo do condensador;
- Testes com diferentes circuitos para o condensador;
- Uma extensa bateria de testes com condensadores arame sobre tubo, permitindo uma comparação mais apropriada entre os dois tipos de condensadores;

#### **Frente computacional**

- Realização de um estudo de otimização do condensador, levando em conta aspectos de custo e desempenho;
- Desenvolver um modelo mais detalhado para o condensador, capaz de quantificar adequadamente alterações na disposição dos tubos;

- 
- Realizar uma análise transiente, para avaliar os impactos do condensador *skin* levando em conta os ciclos liga/desliga e o *pulldown* do refrigerador.
  - Sugestões e ideias para o desenvolvimento do modelo do condensador *skin*:
    - Buscar uma solução analítica para o sistema de constantes que determina os perfis de temperatura da chapa externa e da fita;
    - Utilizar um balanço de energia mais apropriado para o cálculo da temperatura de contato entre o tubo e a chapa;
    - Admitir uma resistência de contato entre a fita e o tubo;
    - Calcular o perfil de temperatura na parede do tubo, de maneira similar à feita para a chapa e a fita.

## REFERÊNCIAS

- BANSAL, T. K., CHIN, T. C., 2002, **Design and modeling of hot-wall condensers in domestic refrigerators**, Applied Thermal Engineering, Vol. 22, pp. 1601-1617.
- BANSAL, T. K., CHIN, T. C. 2003, **Heat transfer characteristics of wire-and-tube and hot-wall condensers**, HVAC&R Research, Vol. 9, nº 3, pp. 277-290.
- BARBOSA, J. R., HERMES, C. J., 2008, **Heat transfer in refrigeration applications**. In: G. F. Hewitt, Heat Exchanger Design Handbook, Vol. 3. Begell House.
- CARDOSO, R. B., NOGUEIRA, L. A. H., 2007, **Estimativa do consumo de energia elétrica em refrigeradores no setor residencial brasileiro**, Revista Brasileira de Energia, Vol. 13, No. 02, pp. 55-67.
- DA SILVA, D. L., 2008, **Análise teórico-experimental da expansão transcítica de dióxido de carbono em tubo capilares adiabáticos**, Dissertação de mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil.
- DALKILIC, A. S., WONGWISES, S., 2009, **Intensive literature review of condensation inside smooth and enhanced tubes**, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 52, pp. 3409-3426.
- DARRIUS, 1881, **Darrius refrigerator**, Darrius Eddy advertisement, Dorchester, Massachusetts, Disponível em: [http://en.wikipedia.org/wiki/File:Darrius\\_refrigerator.jpg](http://en.wikipedia.org/wiki/File:Darrius_refrigerator.jpg), Acesso em: 26 abr. 2013.
- EPE, 2013, **Consumo mensal de energia elétrica por classe (regiões e subsistemas) 2004-2013**, Empresa de Pesquisa Energética, Disponível em: [www.epe.gov.br](http://www.epe.gov.br), Acesso em: 20 abr. 2013.

FLIR SYSTEMS, **FLIR SC660 - Manual do utilizador**, FLIR Systems, Wilsonville, EUA, 2009.

GONÇALVES, J. M., MELO, C., HERMES, C. J., 2009, **A semi-empirical model for steady-state simulation of household refrigerators**. Applied Thermal Engineering, pp. 1622-1630.

GOSNEY, W. B., 1982, **Principles of refrigeration**, Cambridge: Cambridge University Press, Cambridge, UK.

GUPTA, J. K., GOPAL, M. R., 2008, **Modeling of hot-wall condensers for domestic refrigerators**, International Journal of Refrigeration, Vol. 31, pp. 979-988.

HCHC2009, 2012, **World Ice Trade, 1856**, Disponível em: [http://commons.wikimedia.org/wiki/File%3AWorld\\_Ice\\_Trade%2C\\_1856.png](http://commons.wikimedia.org/wiki/File%3AWorld_Ice_Trade%2C_1856.png), Acesso em: 25 abr. 2013.

HERMES, C. J. L., 2006 **Uma metodologia para simulação transiente de refrigeradores domésticos**. Tese de Doutorado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina.

HERMES, C. J., MELO, C., KNABBEN, F. T., GONÇALVES, J. M., 2009, **Prediction of the energy consumption of household refrigerators and freezers via steady-state simulation**. Applied Energy, Vol. 86, pp. 1311-1319.

HERMES, C. J., MELO, C., KNABBEN, F. T., 2010, **Algebraic solution of capillary tube flows. Part II: Capillary tube suction line heat exchangers**, Applied Thermal Engineering, Vol. 30, pp. 770-775.

HERMES, C. J. L., MELO, C., KNABBEN, F. T., 2013, **Alternative test method to assess the energy performance of frost-free refrigerating appliances**, Applied Thermal Engineering. Vol. 50, nº 1, pp. 1029-1034.

IBGE, 2010, **Censo demográfico 2010**, Disponível em: [www.ibge.gov.br](http://www.ibge.gov.br), Acesso em: 18 abr. 2013.



INCROPERA, F. P., DEWITT, D. P., BERGMAN, T. L., LAVINE, A., 2008, **Fundamentos de transferência de calor e de massa**, 6ª edição, LTC, Rio de Janeiro, BR.

INMETRO, 2003. **Guia para a expressão de incertezas de medição**, 3ª ed., Rio de Janeiro: ABNT, INMETRO.

ISO/FDIS 15502, 2007, **Household refrigerating appliances – Characteristics and test methods**. International Organization for Standardization, Geneva, Switzerland,

KLEIN, S. A., ALVARADO, F. L., 2004, **EES – Engineering Equation Solver User's Manual**. F-Chart Software, Middleton, WI, USA.

LABIGALINI, B. V., SEIXLACK, A. L., 2013, **Modelling of a hot-wall condenser used in domestic refrigerators**. 22<sup>nd</sup> International Congress of Mechanical Engineering (COBEM 2013), Ribeirão Preto, SP, Brasil.

MAPLESOFT, 2008, **Maple User Manual**. Waterloo Maple Inc., Canadá.

MARCEGAGLIA DO BRASIL. (s.d.). *Components for the appliance industry*. Disponível em: Marcegaglia Do Brasil: [http://www.marcegaglia.com/dobrasil/fg\\_condensatori.html](http://www.marcegaglia.com/dobrasil/fg_condensatori.html). Acesso em 19 de Outubro de 2011,

MATWEB, 2012, **Overview of material for cyanoacrylate adhesive**, Matweb: Material Property Data, Disponível em: [www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=d0d7dbec7666421caf8aa08724b634c5](http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=d0d7dbec7666421caf8aa08724b634c5), Acesso em: 25 jun. 2012.

MONTGOMERY, D., C., 1996, **Design and Analysis of Experiments**, John Wiley & Sons, New York,

NELLIS, G., KLEIN, S., 2008, **Heat Transfer**, 1ª Edição, Cambridge University Press, Cambridge, UK.

- OULD DIDI, M. B., KATTAN, N., THOME, J. R., 2002, **Prediction of two-phase pressure gradients of refrigerants in horizontal tubes**, International Journal of Refrigeration, Vol. 25, pp 935-947.
- PARK, K. J., JUNG, D., SEO, T., 2008, **Flow condensation heat transfer characteristics of hydrocarbon refrigerants and dimethyl ether inside a horizontal plain tube**, International Journal of Multiphase Flow, Vol. 34, pp. 628-635.
- REBORA, A., TAGLIAFICO, L. A., 1997, **Thermal performance analysis for hot-wall condenser and evaporator configurations in refrigeration appliances**, International Journal of Refrigeration, Vol. 21, No. 6, pp. 490-502.
- REBORA, A., SENAREGA, M., TAGLIAFICO, L. A., 2006, **Influence of some design parameters on the thermal performance of domestic refrigerator appliances**, Heat Mass Transfer, Vol. 42, pp. 803-811.
- ROHSENOW, W., HARNETT, J., CHO, Y., 1998, **Handbook of Heat Transfer**, 3ª edição, McGraw Hill, Madison, WI, USA.
- SHAH, R. K. E SEKULIC, D. P., 2003, **Fundamentals of Heat Exchangers**, John Wiley and Sons, New York, USA.
- SIGWALT, R. A., 2010, **Análise teórico-experimental de condensadores arame sobre tubo sob convecção forçada para refrigeradores domésticos**. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil.
- WAR DEPARTMENT, 1918, **Girls deliver ice**, The National Archives, Disponível em: <http://arcweb.archives.gov> , Acesso em: 25 abr. 2013.
- 3M, 2012, **3M Metal Foil Tapes**, Product Datasheet, Disponível em: [www.3m.com](http://www.3m.com), Acesso em: 26 jun. 2012.

## APÊNDICE A Incertezas experimentais

As incertezas experimentais foram estimadas de acordo com as recomendações apresentadas no “Guia para a Expressão de Incertezas de Medição” (INMETRO, 2003) e no trabalho de SILVA (2008). A incerteza de medição é calculada a partir da média ( $\bar{y}$ ) e do desvio padrão ( $DP$ ) dos dados experimentais, que são dados pelas seguintes expressões:

$$\bar{y} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i \quad (\text{A.1})$$

$$DP = \sqrt{\frac{\sum (y_i - \bar{y})^2}{n - 1}} \quad (\text{A.2})$$

$$U = k \sqrt{u_o^2 + u_s^2} \quad (\text{A.3})$$

Onde  $y_i$  representa cada medição,  $n$  é o número total de pontos medidos,  $U$  é a incerteza expandida,  $u_o$  é a incerteza padrão das observações,  $u_s$  é a incerteza padrão do sistema de medição e  $k$  é o fator de abrangência ( $k = 2,32$  para 95% de probabilidade).

A incerteza padrão do sistema de medição pode ser obtida através de calibrações ou a partir de dados fornecidos pelo fabricante do instrumento. A Tabela A.1 apresenta a incerteza do sistema de medição para cada uma das medições experimentais.

Tabela A.1 - Incertezas padrão dos sistemas de medição

Grandeza	Fonte	$u_s$
Temperatura [°C]	Calibração	$\pm 0,1$
Pressão [bar]	Calibração	$\pm 0,02$
Vazão mássica [Kg/h]	Fabricante	$\pm 0,06/\sqrt{3}$
Potência do compressor [W]	Fabricante	$\pm 1,2/\sqrt{3}$
Potência das resistências [W]	Fabricante	$\pm 0,3/\sqrt{3}$
Tensão CC [V]	Fabricante	$\pm 0,075/\sqrt{3}$
Corrente CC [A]	Fabricante	$\pm 0,0025/\sqrt{3}$

Como os fabricantes normalmente fornecem a incerteza expandida ( $U$ ) é necessário dividi-la pelo fator de abrangência para que obtenha a incerteza padrão. Nesse trabalho foi considerada uma distribuição retangular, cujo fator de abrangência é  $\sqrt{3}$ .

A parcela da incerteza referente às observações foi dividida em dois grupos:

### i) Variáveis medidas diretamente

As grandezas medidas diretamente foram temperatura ( $T$ ), pressão ( $P$ ), vazão mássica ( $\dot{m}$ ) e potência elétrica ( $\dot{W}$ ). Como todos os ensaios foram feitos com o refrigerador operando em regime permanente, a incerteza associada à parcela das observações é dada por:

$$u_o = \frac{DP}{\sqrt{n}} \quad (\text{A.4})$$

### ii) Variáveis medidas indiretamente

Existem também as variáveis que são calculadas a partir das medições experimentais. Nesse trabalho, as principais variáveis desse tipo são a capacidade do condensador ( $\dot{Q}_{cond}$ ), a carga térmica ( $\dot{Q}_{CT}$ ), a fração de funcionamento ( $\tau$ ) e o consumo de energia do refrigerador ( $CE$ ). Essas grandezas possuem uma relação funcional com uma ou mais variáveis medidas diretamente. Se todas essas variáveis forem independentes entre si a incerteza padrão pode ser calculada da seguinte forma:

$$y = f(x_1, x_2, \dots, x_i) \rightarrow u_o = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left( \frac{\partial y}{\partial x_i} u(x_i) \right)^2} \quad (\text{A.5})$$

Os coeficientes globais de transferência de calor do gabinete e do congelador ( $UA_{gb}$  e  $UA_{cg}$ ) foram obtidos através de uma regressão linear (APÊNDICE C). Para esses parâmetros foram levadas em consideração as incertezas relativas ao ajuste, obtidas através do *software* EES.

As incertezas expandidas (Equação A.3) para algumas variáveis estão apresentadas na tabela A.2.

Tabela A.2- Incertezas expandidas para algumas variáveis ( $U$ )

<b>T</b>	<b>P</b>	<b><math>\dot{m}</math></b>	<b><math>\dot{W}_k</math></b>	<b><math>UA_{gb}</math></b>	<b><math>UA_{cg}</math></b>
[°C]	[bar]	[kg/h]	[W]	[W/K]	[W/K]
$\pm 0,3$	$\pm 0,05$	$\pm 0,09$	$\pm 1$	$\pm 0,2$	$\pm 0,2$

Por fim, o gráfico da Figura A.1 apresenta a incerteza relativa para as variáveis medidas indiretamente para os dezesseis testes experimentais.

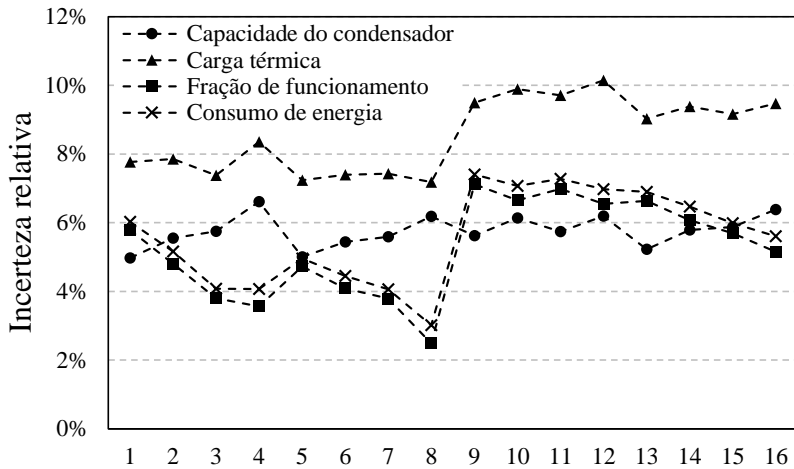


Figura A.1 - Incertezas relativas para variáveis calculadas

## APÊNDICE B Estimativa da emissividade das paredes

A câmera termográfica mede a radiação de infravermelhos emitida pelo objeto e a representa em imagens. Como existe uma relação entre a radiação emitida e o estado térmico do objeto, essas imagens podem ser convertidas em um campo de temperaturas. No entanto, a radiação medida não depende apenas da temperatura, mas varia também em função da emissividade. Dessa forma, o conhecimento da emissividade do objeto é de fundamental importância para a qualidade das medições.

No presente trabalho, a emissividade da parede do refrigerador foi calculada com o método indicado em pelo fabricante da câmera termográfica (Flir Systems, 2009), que compara a emissividade de uma amostra conhecida (fita elétrica preta) com a superfície em questão. O procedimento consiste em colar um pedaço da fita na superfície da amostra (parede do refrigerador), aquecer o conjunto, e registrar uma imagem termográfica. Com essa imagem no *software ThermaCAM Reseach*, deve-se alterar a emissividade da imagem para o valor conhecido de emissividade da fita (0,97) e tomar nota da temperatura na fita. Esse método assume que as temperaturas da amostra e da fita são iguais, assim o último passo é encontrar o valor de emissividade que faz com que a temperatura da amostra fique igual ao valor anotado. O valor encontrado é adotado como a emissividade da amostra.

A fita elétrica foi instalada na superfície do refrigerador, na região entre dois tubos, de forma a minimizar o gradiente de temperatura. A Figura B.1 mostra que temperatura registrada na parede no refrigerador é muito próxima à temperatura da superfície da fita, indicando que as duas superfícies possuem aproximadamente o mesmo valor de emissividade (0,97).

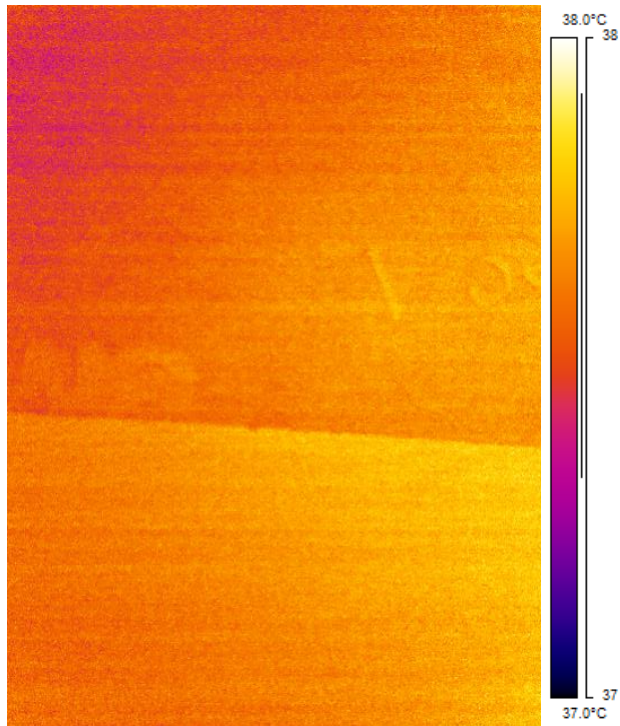


Figura B.1 - Imagem termográfica com a fita elétrica (acima)

## APÊNDICE C Teste de fluxo reverso

Um parâmetro de grande influência no desempenho de um refrigerador é resistência térmica do gabinete, que depende principalmente da condutividade do isolamento térmico do gabinete, e pode ser expressa quantitativamente na forma de um coeficiente global de transferência de calor,  $U$ , com unidade  $[W/m^2 \cdot K]$ . O coeficiente global de transferência de calor está associado a uma área de troca de calor, de forma que é usual a utilização do termo  $UA$ , que consiste na multiplicação do coeficiente  $U$  pela área de troca associada, obtendo como unidade  $[W/K]$ . Para um dado gabinete refrigerado esse coeficiente pode ser obtido através de um procedimento experimental, denominado teste de fluxo reverso.

O teste consiste basicamente em gerar uma diferença de temperatura entre o interior do refrigerador e o ambiente, para que, conhecendo as temperaturas e a taxa de transferência de calor  $\dot{Q}$ , se possa determinar o valor do  $UA$  com o auxílio da expressão (C.1).

$$\dot{Q} = UA \cdot \Delta T \quad (C.1)$$

Com o auxílio de resistências elétricas (Figura C.1) os compartimentos do refrigerador são aquecidos. Dessa forma, a transferência de calor ocorre no sentido oposto ao que ocorre durante o funcionamento normal do refrigerador.



Figura C.1 - Resistências elétricas para o teste de fluxo reverso



Para fins de equacionamento, o refrigerador foi dividido em dois compartimentos: o gabinete principal e o congelador. As temperaturas de cada compartimento foram consideradas homogêneas, mas diferentes entre si.

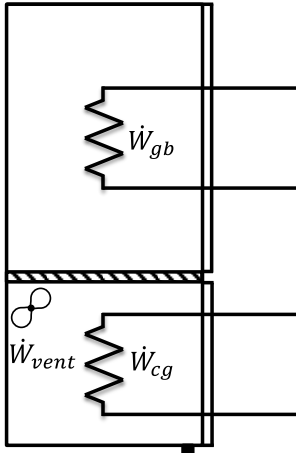


Figura C.2 – Fontes de calor

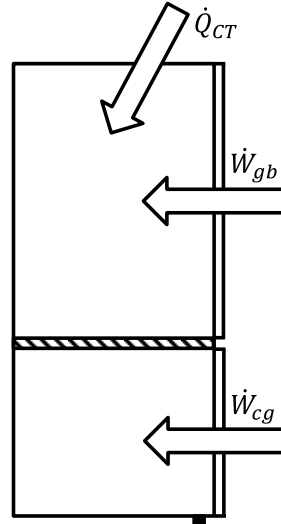


Figura C.3 - Modelo de transferência de calor

Cada um dos gradientes de temperatura gera um fluxo de calor, dessa forma existe transferência de calor entre o gabinete e o ambiente, entre o congelador e o ambiente, e ainda entre o gabinete e o congelador. Além disso, existe ainda o calor gerado no interior do refrigerador através da potência dissipada nas resistências elétricas instaladas no gabinete ( $\dot{W}_{gb}$ ), e no congelador ( $\dot{W}_{cg}$ ), além da potência dissipada pelo ventilador ( $\dot{W}_{vent}$ ).

O modelo leva em consideração apenas a transferência de calor em regime permanente, e considera ainda que os valores de UA não variam com as diferentes condições de temperatura, assim um balanço de energia no volume de controle VC1, que engloba todo o refrigerador, fornece a seguinte equação:

$$\dot{W}_{gb} + \dot{W}_{cg} + \dot{W}_{vent} = UA_{gb} \cdot (T_{amb} - T_{gb}) + UA_{cg} \cdot (T_{amb} - T_{cg}) \quad (C.2)$$

Os testes experimentais fornecem o valor das potências dissipadas nas resistências e no ventilador, além das temperaturas do gabinete, da gaveta e do ambiente. Restam então como incógnitas da equação (C.2) apenas  $UA_{gb}$  e

$UA_{cg}$ . Apenas dois testes em diferentes condições seriam suficientes para obter o valor desses coeficientes. No entanto recomenda-se um maior número de testes, com diferentes temperaturas, para cobrir uma ampla faixa de diferenças de temperatura e garantir a independência linear do sistema de equações.

A partir dos dados experimentais é possível encontrar os valores ótimos para as constantes  $UA_{gb}$  e  $UA_{cg}$  através de um ajuste por mínimos quadrados. Para cada teste estima-se o calor trocado, através da Equação (C.3), e se conhece o calor aplicado, Equação (C.4)(C.4). O balanço de energia expresso na equação (C.2) prevê que  $\dot{Q}_{apli}$  deve ser igual ao  $\dot{Q}_{calc}$ . É definida então a variável  $\Delta\dot{Q}$ , que representa a diferença entre o calor aplicado e o calor estimado. Por fim, um erro total é computado através do somatório do quadrado do  $\Delta q$  de cada teste, onde  $n$  é o número de testes (Equação (C.6)).

$$\dot{Q}_{calc} = UA_{gb} \cdot (T_{amb} - T_{gb}) + UA_{cg} \cdot (T_{amb} - T_{cg}) \quad (C.3)$$

$$\dot{Q}_{apli} = \dot{W}_{gb} + \dot{W}_{cg} + \dot{W}_{vent} \quad (C.4)$$

$$\Delta\dot{Q} = \dot{Q}_{apli} - \dot{Q}_{calc} \quad (C.5)$$

$$ERRO = \sum_{i=1}^n \Delta\dot{Q}_i \quad (C.6)$$

O processo de determinação dos coeficientes consiste em variar o valor das incógnitas  $UA_{gb}$  e  $UA_{cg}$  visando à minimização da variável ERRO. Para realizar esse procedimento foi utilizado o software *Microsoft Excel*. Esse processo fornece os valores mais apropriados para as constantes  $UA_{gb}$  e  $UA_{cg}$ .

### Procedimento e planejamento dos testes de fluxo reverso

Para esse teste o refrigerador é posicionado no interior da câmara de temperatura controlada, seguindo as recomendações da norma ISO 15502 (2007). Deve-se ajustar os *set points* dos controladores PIDs para que as temperaturas do gabinete, congelador e ambiente atinjam os valores predefinidos. Depois de atingidas as temperaturas, e com o sistema em regime permanente, é iniciada a aquisição dos valores de potência e temperatura.

Foram estabelecidas quatro condições diferentes para a realização dos testes, com a temperatura ambiente de 20°C e as temperaturas dos compartimentos variando de 40°C até 50°C, conforme a Tabela C.1

Tabela C.1- Planejamento dos testes

Teste	T <sub>gb</sub> [°C]	T <sub>cg</sub> [°C]	T <sub>amb</sub> [°C]
1	50	45	20
2	50	50	20
3	40	50	20
4	40	45	20

## APÊNDICE D Condutância térmica das paredes

Para que a carga térmica ambiente possa ser calculada é preciso determinar as condutâncias térmicas das paredes com e sem condensador de maneira separada. Segundo Hermes (2006), a transferência de calor através das paredes de um refrigerador pode ser tratada como unidimensional, já que o gradiente de temperaturas na direção normal à parede é da ordem de 100 vezes maior que nas outras direções. Sob o ponto de vista de transferência de calor, a parede é formada por cinco resistências térmicas em série: convecção com o ambiente externo, condução na chapa de aço, condução no isolamento, condução na chapa plástica e convecção com o ambiente interno. A Tabela D.1 mostra uma análise da ordem de grandeza dessas resistências, onde se pode notar que a resistência do isolamento de PU é pelo menos 10 vezes maior que as outras resistências, de modo que somente o PU precisa ser levado em conta no cálculo da carga térmica.

Tabela D.1 - Resistências térmicas das camadas de revestimento. Adaptado de Hermes (2006).

Camada	Espessura [mm]	Condutividade [W/m K]	Condutância [W/m <sup>2</sup> K]	Resistência [m <sup>2</sup> K/W]
Plástico	1,5	0,16	106,67	~0,01
PU	50	0,021	0,42	~1
Aço	0,5	50	10 <sup>5</sup>	~10 <sup>-5</sup>
Ar interno	—	—	20	~0,1
Ar externo	—	—	10	~0,1

A condutância térmica para cada parede pode então ser calculada através da Equação (D.1):

$$UA_i = \frac{k_{iso} \cdot A_i}{l_i} \quad (D.1)$$

Onde  $k_{iso}$  é a condutividade do isolamento de PU,  $l$  é a espessura da parede, e o sub-índice  $i$  representa cada uma das paredes do refrigerador. Nesse ponto, bastaria calcular e somar as condutâncias de cada uma das paredes em questão e os coeficientes  $UA_{gb;sc}$  e  $UA_{cg;sc}$  estariam determinados. Esse procedimento, no entanto, não estaria levando em consideração outras fontes de carga térmica,

como a transferência de calor através das gaxetas. Para contornar esse problema, a carga térmica total foi obtida experimentalmente através de testes de fluxo de calor reverso. Durante esses testes o refrigerador permaneceu desligado, portanto os resultados não incluem a parcela de calor que vai do condensador para os compartimentos ( $\dot{Q}_{CT;s}$ ). Através dos testes de fluxo reverso foram obtidas as condutâncias globais experimentais para cada um dos compartimentos do refrigerador:  $UA_{gb}$  e  $UA_{cg}$ . Os resultados estão na Tabela D.2.

Tabela D.2- Condutâncias experimentais de cada compartimento

Compartimento	Símbolo	Condutância [W/K]
Gabinete	$UA_{gb}$	1,334
Congelador	$UA_{cg}$	0,752

As condutâncias de cada uma das paredes foram calculadas através da Equação D.1, e estão relacionadas na Tabela D5. O efeito das gaxetas foi compensado através de uma espessura equivalente para as portas. A espessura equivalente é menor que a espessura nominal, e foi calculada de forma a eliminar as diferenças entre as condutâncias totais calculadas e as obtidas de forma experimental.

Tabela D.5- Condutância térmica das paredes do refrigerador

GABINETE			
Parede	Espessura [mm]	Área [m <sup>2</sup> ]	Condutância [W/K]
Superior	55	0,339	0,129
<b>Porta</b>	<b>20</b>	<b>0,547</b>	<b>0,581</b>
Traseira	80	0,547	0,144
Esquerda	50	0,571	0,240
Direita	50	0,571	0,240
<b>TOTAL</b>			<b>1,334</b>

CONGELADOR			
Parede	Espessura [mm]	Área [m <sup>2</sup> ]	Condutância [W/K]
Inferior	65	0,215	0,069
<b>Porta</b>	<b>19</b>	<b>0,336</b>	<b>0,368</b>
Traseira	80	0,336	0,088
Esquerda	60	0,323	0,113
Direita	60	0,323	0,113
<b>TOTAL</b>			<b>0,752</b>

Somando as condutâncias das paredes sem condensador se obtém o valor dos coeficientes  $UA_{gb;sc}$  e  $UA_{cg;sc}$ . É valido relembrar que o condensador passa pelas paredes direita, esquerda e superior. Portanto as paredes que não contêm condensador são a parede traseira, as portas, e a parede inferior. Os resultados estão apresentados na Tabela D.6.

Tabela D.6 - Condutância total das paredes com e sem condensador

Compert.	Paredes sem condensador [W/K]	Paredes com condensador [W/K]	TOTAL
Gabinete	$UA_{gb;sc} = 0,725$	$UA_{gb;cc} = 0,609$	$UA_{gb} = 1,334$
Congelador	$UA_{cg;sc} = 0,526$	$UA_{cg;cc} = 0,226$	$UA_{cg} = 0,752$

Esses resultados podem ser aplicados na Equação (2.14), possibilitando assim o cálculo da carga térmica ambiente.

## APÊNDICE E Equação da aleta com troca de calor para dois ambientes

No modelo de transferência de calor do condensador, a chapa externa e a fita de alumínio foram tratadas como aletas. No entanto, os parâmetros de transferência de calor não são uniformes ao longo de todo o perímetro, impossibilitando assim a utilização das equações clássicas para a transferência de calor em superfícies estendidas encontradas na literatura. Dessa forma, existe a necessidade de se desenvolver uma nova formulação, mais adequada para o caso em questão. A Figura E.1 apresenta uma aleta bidimensional cujas superfícies superior e inferior trocam calor com ambientes diferentes, através de resistências térmicas diferentes.

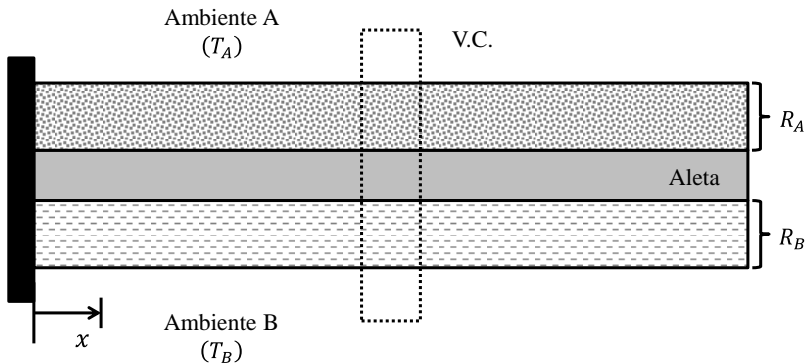


Figura E.1 - Segmento genérico da chapa ou da fita

A Figura E.2 mostra em detalhe o volume de controle representado na Figura E.1, indicando os fluxos de calor envolvidos.

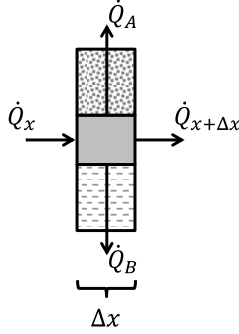


Figura E.2 - Transferência de calor no volume de controle

Um balanço de energia nesse volume de controle fornece a Equação E.1.

$$\dot{Q}_x - \dot{Q}_{x+\Delta x} - \dot{Q}_A - \dot{Q}_B = 0 \quad (\text{E.1})$$

Onde a transferência de calor pelas superfícies superior e inferior é dada por:

$$\dot{Q}_A = \frac{\Delta z \cdot \Delta x \cdot (T(x) - T_A)}{R''_A} \quad (\text{E.2})$$

$$\dot{Q}_B = \frac{\Delta z \cdot \Delta x \cdot (T(x) - T_B)}{R''_B} \quad (\text{E.3})$$

Substituindo as Equações E.2 e E.3 em E.1 obtém-se:

$$\dot{Q}_x - \dot{Q}_{x+\Delta x} - \frac{\Delta z \cdot \Delta x \cdot (T(x) - T_A)}{R''_A} - \frac{\Delta z \cdot \Delta x \cdot (T(x) - T_B)}{R''_B} = 0 \quad (\text{E.4})$$

Dividindo os dois lados da Equação E.4 por  $\Delta x$  e fazendo  $\Delta x$  tendendo a zero:

$$\lim_{\Delta x \rightarrow 0} \left( \frac{\dot{Q}_x - \dot{Q}_{x+\Delta x}}{\Delta x} - \frac{\Delta z \cdot (T(x) - T_A)}{R''_A} - \frac{\Delta z \cdot (T(x) - T_B)}{R''_B} \right) = 0 \quad (\text{E.5})$$

$$\frac{d\dot{Q}(x)}{dx} + \frac{\Delta z \cdot (T(x) - T_A)}{R''_A} + \frac{\Delta z \cdot (T(x) - T_B)}{R''_B} = 0 \quad (\text{E.6})$$



Através da lei de Fourier pode-se obter o fluxo de calor em função do gradiente de temperatura na aleta:

$$\dot{Q}(x) = -k \cdot A_{tr} \frac{dT(x)}{dx} \therefore \frac{d\dot{Q}(x)}{dx} = -k \cdot A_{tr} \frac{d^2T(x)}{dx^2} \quad (\text{E.7})$$

Ao se substituir a Equação E.7 na Equação E.6, se obtém, finalmente, uma equação diferencial que fornece o perfil de temperatura para a aleta com transferência de calor para dois ambientes diferentes.

$$\frac{d^2T(x)}{dx^2} - T(x) \left( \frac{1}{R''_A} + \frac{1}{R''_B} \right) \frac{\Delta z}{k \cdot A_{tr}} + \left( \frac{T_A}{R''_A} + \frac{T_B}{R''_B} \right) \frac{\Delta z}{k \cdot A_{tr}} = 0 \quad (\text{E.8})$$

Se as temperaturas  $T_A$  e  $T_B$  forem constantes, e Equação E.8 é uma equação diferencial ordinária linear e não homogênea, cuja solução é dada pela Equação E.9. Essa equação precisa de duas condições de contorno, conforme apresentado na seção 3.3.2.

$$T(x) = C_1 \cdot e^{p \cdot x} + C_2 \cdot e^{-p \cdot x} - \frac{r}{p^2} \quad (\text{E.9})$$

Existem situações, porém, em que a chapa e a fita trocam calor entre si, e não é razoável assumir que as temperaturas  $T_A$  e  $T_B$  sejam constantes. Para esses casos os perfis de temperatura da chapa e da fita devem ser obtidos através do seguinte sistema de equações diferenciais:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d^2T_c(x_c)}{dx_c^2} - T_c(x_c) \cdot p_c^2 + T_c(x_c) \left( \frac{T_f(x_f)}{R''_A} + \frac{T_B}{R''_B} \right) \frac{\Delta z}{k_c A_{c,tr}} = 0 \end{array} \right. \quad (\text{E.10})$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d^2T_f(x_f)}{dx_f^2} - T_f(x_f) \cdot p_f^2 + T_f(x_f) \left( \frac{T_A}{R''_A} + \frac{T_c(x_c)}{R''_B} \right) \frac{\Delta z}{k_f A_{f,tr}} = 0 \end{array} \right. \quad (\text{E.11})$$

O sistema acima é linear, não homogêneo e não possui coeficientes constantes. As soluções desse sistema foram obtidas com o auxílio de um *software* de manipulação matemática (Maplesoft, 2008), e representam o perfil de temperatura para a chapa e para a fita:

$$\begin{aligned}
T_c = & \frac{g_f b_c - a_f g_c}{-b_f b_c + a_c a_f} + C_{c1} \exp \left( -\frac{1}{2} \left( 2 a_c + 2 a_f - 2 (a_c^2 - 2 a_c a_f + a_f^2 + \right. \right. \\
& \left. \left. 4 b_f b_c)^{\frac{1}{2}} \right)^{\frac{1}{2}} x \right) + C_{c2} \exp \left( \frac{1}{2} \left( 2 a_c + 2 a_f - 2 (a_c^2 - 2 a_c a_f + a_f^2 + \right. \right. \\
& \left. \left. 4 b_f b_c)^{\frac{1}{2}} \right)^{\frac{1}{2}} x \right) + C_{c3} \exp \left( -\frac{1}{2} \left( 2 a_c + 2 a_f + 2 (a_c^2 - 2 a_c a_f + a_f^2 + \right. \right. \\
& \left. \left. 4 b_f b_c)^{\frac{1}{2}} \right)^{\frac{1}{2}} x \right) + C_{c4} \exp \left( \frac{1}{2} \left( 2 a_c + 2 a_f + 2 (a_c^2 - 2 a_c a_f + a_f^2 + \right. \right. \\
& \left. \left. 4 b_f b_c)^{\frac{1}{2}} \right)^{\frac{1}{2}} x \right)
\end{aligned} \tag{E.12}$$

$$\begin{aligned}
T_f = & \frac{1}{2} \left( -C_{f1} \left( (a_c^2 - 2 a_c a_f + a_f^2 + 4 b_f b_c)^{\frac{1}{2}} + a_c - a_f \right) (-b_f b_c + \right. \\
& a_c a_f) \exp \left( -\frac{1}{2} \left( 2 a_c + 2 a_f - \right. \right. \\
& \left. \left. 2 (a_c^2 - 2 a_c a_f + a_f^2 + 4 b_f b_c)^{\frac{1}{2}} \right)^{\frac{1}{2}} x \right) - C_{f2} \left( (a_c^2 - 2 a_c a_f + a_f^2 + \right.
\end{aligned} \tag{E.13}$$

$$\begin{aligned}
& 4 b_f b_c)^{\frac{1}{2}} + a_c - a_f) (-b_f b_c + a_c a_f) \exp \left( \frac{1}{2} (2 a_c + 2 a_f - \right. \\
& \left. 2 (a_c^2 - 2 a_c a_f + a_f^2 + 4 b_f b_c)^{\frac{1}{2}}) x \right) - C_{f3} \left( -(a_c^2 - 2 a_c a_f + a_f^2 + \right. \\
& \left. 4 b_f b_c)^{\frac{1}{2}} - a_f + a_c \right) (-b_f b_c + a_c a_f) \exp \left( -\frac{1}{2} (2 a_c + 2 a_f + \right. \\
& \left. 2 (a_c^2 - 2 a_c a_f + a_f^2 + 4 b_f b_c)^{\frac{1}{2}}) x \right) - C_{f4} \left( -(a_c^2 - 2 a_c a_f + a_f^2 + \right. \\
& \left. 4 b_f b_c)^{\frac{1}{2}} - a_f + a_c \right) (-b_f b_c + a_c a_f) \exp \left( \frac{1}{2} (2 a_c + 2 a_f + \right. \\
& \left. 2 (a_c^2 - 2 a_c a_f + a_f^2 + 4 b_f b_c)^{\frac{1}{2}}) x \right) - 2 b_c (-b_f g_c + a_c g_f) \Big) / \\
& (-b_f b_c + a_c a_f) / b_c
\end{aligned}$$

Onde:

$$a_f = \left( \frac{1}{R''_{fA}} + \frac{1}{R''_{fB}} \right) \left( \frac{\Delta z}{k_f A_{trf}} \right) \quad (\text{E.14})$$

$$b_f = - \left( \frac{\Delta z}{k_f A_{trf} R''_{fA}} \right) \quad (\text{E.15})$$

$$g_f = - \left( \frac{T_B}{R''_{f_B}} \right) \left( \frac{\Delta z}{k_f A_{tr_f}} \right) \quad (\text{E.16})$$

$$a_c = \left( \frac{1}{R''_{c_A}} + \frac{1}{R''_{c_B}} \right) \left( \frac{\Delta z}{k_c A_{tr_c}} \right) \quad (\text{E.17})$$

$$b_c = - \left( \frac{\Delta z}{k_c A_{tr_c} R''_{c_B}} \right) \quad (\text{E.18})$$

$$g_c = - \left( \frac{T_A}{R''_{c_A}} \right) \left( \frac{\Delta z}{k_c A_{tr_c}} \right) \quad (\text{E.19})$$

As Equações E.12 e E.13 apresentam quatro constantes cada  $(C_{f[1...4]}, C_{c[1...4]})$ . Os valores dessas constantes são obtidos através das condições de contorno, conforme descrito na seção 3.3.2.

## APÊNDICE F Resultados Experimentais

Tabela F.1 - Resultados experimentais – variáveis medidas

	$T_{amb}$ [°C]	$T_{gb}$ [°C]	$T_{cg}$ [°C]	$T_{cond;ent}$ [°C]	$T_{cond;sai}$ [°C]	$P_{cond}$ [bar]	$P_{evap}$ [bar]	$\Delta T_{sub}$ [°C]	$\Delta T_{sup}$ [°C]	$\dot{m}$ [kg/h]	$N$ [RPM]	$\dot{W}_k$ [W]	$\dot{W}_{vent}$ [W]
1	32,70	10,15	-14,33	64,09	41,88	7,07	0,42	9,63	17,99	1,619	4380	93,1	2,3
2	32,57	10,08	-14,77	56,95	41,57	6,63	0,52	7,21	12,25	1,454	3000	69,7	2,2
3	32,67	9,04	-19,85	60,34	39,85	6,57	0,36	8,68	15,29	1,405	4501	84,7	2,3
4	32,64	9,65	-19,86	53,37	43,06	6,09	0,44	2,19	9,28	1,243	3000	61,4	2,3
5	32,73	4,82	-14,89	64,27	41,71	7,03	0,41	9,56	16,82	1,613	4495	93,7	2,2
6	32,57	5,01	-14,84	57,43	41,97	6,65	0,53	6,93	11,27	1,484	2999	70,4	2,2
7	32,59	4,36	-19,63	60,85	39,96	6,61	0,37	8,82	13,96	1,441	4490	86,1	2,3
8	32,51	4,47	-19,67	54,09	41,45	6,20	0,46	4,59	9,02	1,300	2999	63,5	2,2
9	25,43	9,71	-14,90	53,58	31,61	5,86	0,35	12,09	21,37	1,434	4482	83,7	2,2
10	25,08	9,77	-14,99	46,69	31,32	5,51	0,44	10,01	17,03	1,308	2999	61,5	2,2
11	25,16	9,55	-20,02	52,26	32,29	5,62	0,34	9,89	15,90	1,396	4487	81,6	2,2
12	25,10	9,63	-19,99	46,27	33,48	5,32	0,44	6,41	10,17	1,300	3000	60,8	2,2
13	25,05	4,75	-15,22	54,97	33,26	5,94	0,37	11,05	19,19	1,544	4487	88,1	2,2
14	24,73	4,86	-15,30	47,41	32,33	5,50	0,47	9,00	14,33	1,395	3000	64,1	2,2
15	25,10	4,54	-19,94	51,92	31,94	5,51	0,33	9,75	17,08	1,369	4505	80,8	2,2
16	24,98	4,58	-19,96	45,57	31,61	5,26	0,42	8,20	11,80	1,258	2999	59,5	2,2

Tabela F.2 - Resultados experimentais – variáveis calculadas

	$Q_{cond}$ [W]	$Q_{evap}$ [W]	$Q_{CT}$ [W]	$\tau$ [–]	$CE$ [kWh/mês]	$COP$ [–]
<b>1</b>	152,7	138,5	90,3	0,576	39,5	1,45
<b>2</b>	131,8	123,1	88,8	0,657	33,9	1,71
<b>3</b>	131,8	120,9	96,1	0,741	46,4	1,39
<b>4</b>	109,7	103,9	83,7	0,776	35,6	1,63
<b>5</b>	152,2	137,6	97,0	0,642	44,4	1,43
<b>6</b>	134,5	125,3	94,1	0,699	36,5	1,73
<b>7</b>	135,8	124,2	95,3	0,727	46,2	1,41
<b>8</b>	116,9	110,1	96,8	0,853	40,3	1,68
<b>9</b>	138,8	128,7	77,7	0,501	31,0	1,50
<b>10</b>	123,0	117,3	74,2	0,54	24,7	1,84
<b>11</b>	134,6	124,9	75,4	0,525	31,7	1,49
<b>12</b>	120,0	114,2	71,0	0,558	25,3	1,81
<b>13</b>	148,7	136,8	80,7	0,505	32,8	1,52
<b>14</b>	130,0	123,3	77,5	0,553	26,7	1,86
<b>15</b>	131,9	122,7	80,1	0,59	35,3	1,48
<b>16</b>	117,6	112,2	77,0	0,634	28,2	1,82